

Estudo do Efeito da Redução da Temperatura nos Gases de Combustão à Saída do Economizador no Ciclo Térmico e nos Sistemas de Controlo Ambiental da Central Termoelétrica de Sines

José Jorge Teodoro Alves Martins

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Paulo José da Silva Martins Coelho

Co-Orientador na FEUP: Prof. Dr. Óscar David dos Santos Mota

Orientador na Empresa: Eng. Paulo Jorge Félix



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2018

Dedicada à minha Família

Resumo

As implicações ambientais geradas pelos produtos de combustão provenientes da queima de carvão tornam necessário o controlo de poluentes nas centrais termoelétricas que usam este combustível como fonte de energia. O funcionamento e eficiência dos sistemas de controlo ambientais presentes neste tipo de instalações são dependentes da temperatura dos gases de exaustão e foi constatado, para o caso da Central Termoelétricas de Sines, que uma diminuição da temperatura nos gases de combustão à saída do economizador, relativamente à existente, seria benéfica, face ao cumprimento da legislação ambiental existente e ao funcionamento da própria central. Durante o decorrer do trabalho, foram testadas, a partir do software *Thermoflow 26*, alterações no ciclo térmico da central, tendo em vista a obtenção de temperaturas mais baixas à saída do economizador. Por um lado, foram estudadas essencialmente duas alterações funcionais, nomeadamente a variação da temperatura da mistura de carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores e a variação potência transferida nos permutadores afetados pela zona de radiação, em virtude da ação de limpeza dos sopradores. Por outro lado, foram estudadas duas alterações estruturais referentes ao aumento da área do economizador superior e à implementação de um permutador de calor em paralelo com o aquecedor de ar rotativo. Relativamente ao objetivo de reduzir em 10 °C a temperatura dos gases de exaustão à saída do economizador, que seria o valor ideal tendo em conta os constrangimentos operacionais existentes, a alteração funcional referente ao aumento da potência transferida nos permutadores afetados pela zona de radiação, em virtude da ação de limpeza dos sopradores, foi a que apresentou resultados mais promissores.

Study of the Reduction of Combustion Gases' Temperature at the Exist of the Economizer Effect on the Thermal Cycle and in the Environmental Control System of the Sines Thermoelectric Power Plant

Abstract

The environmental implications of combustion products from coal burning make it necessary to control pollutants in power plants that use this fuel as the energy source. The operation and efficiency of the environmental control systems, present in this type of installations, are dependent on the temperature of the exhaust gases. It was analyzed, in the case of the Sines thermal power plant, that a reduction in the combustion gases' temperature at the exit of the economizer would be advantageous. Consequently, from *Thermoflow 26* software, variations in the thermal cycle of the plant were tested, to obtain lower temperatures at the economizer outlet. On the one hand, were studied the functional changes related to the variation of the temperature of the pulverized coal mixed with the primary air at the burners inlet and to the power variation transferred in the heat exchangers affected by the radiation zone, due to the cleaning action of the blowers. On the other hand, were studied the structural changes related to the increase of the area of the superior economizer and the implementation of a heat exchanger in parallel with the rotary air heater. Having in mind a 10°C reduction of combustion gases' temperature at the exit of the economizer, which would be the ideal value considering the existing operational constraints, the functional change related to the increment of the power transferred in the heat exchangers affected by the radiation zone, due to the cleaning action of the blowers, was the one that presented the most promising results.

Agradecimentos

A minha sincera gratidão ao Professor Doutor Paulo José da Silva Martins Coelho pela constante disponibilidade e orientação, assim como ao Professor Doutor Óscar David dos Santos Mota, ao Professor Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho e a todo o corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Porto.

À equipa de trabalho da EDP Produção com a qual tive o prazer de trabalhar durante esta fase da minha formação, com forte ênfase ao meu orientador, Engenheiro Paulo Jorge Félix, pelo apoio e ensinamentos, o meu agradecimento.

Um especial obrigado à minha Família.

Índice de Conteúdos

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Introdução | 1 |
| 1.1 | Contextualização | 1 |
| 1.2 | Apresentação da Empresa | 1 |
| 1.3 | Evolução Histórica das Centrais Termoelétricas a Carvão | 1 |
| 1.4 | Central Termoelétrica de Sines | 4 |
| 1.5 | Objetivos | 11 |
| 1.6 | Estrutura da Dissertação..... | 11 |
| 2 | Controlo Ambiental | 12 |
| 2.1 | Processo de Combustão do Carvão | 12 |
| 2.2 | Apresentação dos Dispositivos de Controlo Ambiental | 14 |
| 2.2.1 | Desnitrificação | 15 |
| 2.2.2 | Precipitador Electroestático | 19 |
| 2.2.3 | Dessulfuração | 21 |
| 3 | O Software Utilizado e seus Resultados para Plena Carga..... | 25 |
| 3.1 | Software Thermoflow 26 | 25 |
| 3.2 | Modelação do Sistema a Funcionar a Plena Carga | 26 |
| 3.2.1 | Alterações Introduzidas à Caldeira | 26 |
| 3.2.2 | Resultados da Modelação do Sistema a Funcionar a Plena Carga | 27 |
| 4 | Estudo do Impacto de Alterações Funcionais na Redução da Temperatura dos Gases de Exaustão | 33 |
| 4.1 | Estudo do Efeito da Temperatura da Mistura do Carvão Pulverizado com o Ar Primário à Entrada dos Queimadores | 33 |
| 4.2 | Estudo do Efeito da Variação da Potência Transferida na Zona de Radiação em Virtude da Ação de Limpeza dos Sopradores | 39 |
| 5 | Estudo do Impacto de Alterações Estruturais na Redução da Temperatura dos Gases de Exaustão | 47 |
| 5.1 | Estudo do Efeito do Aumento da Área de Permuta de Calor do Economizador Superior | 47 |
| 5.2 | Estudo do Efeito da Implementação de um Permutador de Calor em Paralelo com o Aquecedor de Ar Rotativo | 53 |
| 6 | Conclusões | 65 |
| | Referências | 68 |

Nomenclatura

| | | |
|-------------------|---|---------|
| $AP_{Aquecido}$ | Percentagem da Quantidade de Ar Primário Aquecido no Aquecedor de Ar Rotativo | [%] |
| $C_{carvão}$ | Custo da Tonelada de Carvão | [€/t] |
| $Conv_{SO_3}$ | Percentagem de Conversão de SO_2 em SO_3 | [%] |
| $Ef_{Auxiliares}$ | Eficiência Global dos Sistemas Auxiliares | [%] |
| $Ef_{Caldeira}$ | Eficiência da Caldeira | [%] |
| $Ef_{Central}$ | Eficiência da Central | [%] |
| Ef_{ESP} | Eficiência do Processo de Precipitação Electroestática | [%] |
| $Ef_{Gerador}$ | Eficiência do Gerador | [%] |
| $Ef_{pExpansão}$ | Eficiência do Processo de Expansão | [%] |
| $Ef_{Rankine}$ | Eficiência do Ciclo de Rankine | [%] |
| Ef_{SCR} | Eficiência do Processo de Desnitrificação | [%] |
| h | Entalpia | [kJ/kg] |
| m | Caudal Mássico | [kg/s] |
| \dot{m}_{DES} | Caudal de Água Injetada pelos Dessobreaquecedores | [kg/s] |
| \dot{m}_{FGD} | Caudal de Água Perdida no Processo de Dessulfuração | [t/h] |
| p | Pressão | [bar] |
| $P_{FumosPRE}$ | Percentagem da Quantidade de Produtos de Combustão que Passa Paralelamente ao Aquecedor de Ar Rotativo | [%] |
| $p_{máx}$ | Pressão Máxima | [bar] |
| P_{MWh} | Preço de Venda do MWh | [€/MWh] |
| \dot{Q}_{Final} | Potência Térmica Trocada em Virtude da Ação de Limpeza dos Sopradores nos Tubos do Sobreaquecedor Final | [MW] |

| | | |
|------------------------|--|--------|
| $\dot{Q}_{Fornalha}$ | Potência Térmica Trocada em Virtude da Ação de Limpeza dos Sopradores nos Tubos das Paredes da Fornalha | [MW] |
| $\dot{Q}_{Secundário}$ | Potência Térmica Trocada em Virtude da Ação de Limpeza dos Sopradores nos Tubos do Sobreaquecedor Secundário | [MW] |
| T | Temperatura | [°C] |
| T_{AP} | Temperatura do Ar Primário à Saída do Aquecedor de Ar Rotativo | [°C] |
| T_{AS} | Temperatura do Ar Secundário à Saída do Aquecedor de Ar Rotativo | [°C] |
| T_{CO_2} | Taxa Sobre o CO ₂ Produzido | [€/t] |
| $Tempo$ | Tempo | [anos] |
| T_{ESP} | Temperatura dos Fumos à Entrada do Precipitador Electroestático | [°C] |
| T_{FGD} | Temperatura dos Fumos à Entrada do GGH no FGD | [°C] |
| $T_{máx}$ | Temperatura Máxima | [°C] |
| $T_{Queimadores}$ | Temperatura da Mistura à Entrada dos Queimadores | [°C] |
| T_{SAQ} | Temperatura do Caudal de Gases de Exaustão à Saída do Aquecedor de Ar Rotativo | [°C] |
| T_{SCald} | Temperatura dos Fumos à Saída da Caldeira | [°C] |
| T_{SGGH} | Temperatura dos Gases de Exaustão nas Conduitas a Jusante do GGH | [°C] |
| $WACC$ | Valor do Custo Médio Ponderado do Capital (<i>Weighted Average Cost of Capital</i>) | [%] |

Siglas e Abreviaturas

| | |
|------|-------------------------------------|
| AAR | Aquecedor de Ar Rotativo |
| AP | Permutador de Água de Alta Pressão |
| BFPT | <i>Boiler Feed Pump Turbine</i> |
| BOFA | <i>Boosted Over Fired Air</i> |
| BP | Permutador de Água de Baixa Pressão |
| CR1 | <i>Convective Reheater 1</i> |

| | |
|-------|---|
| CS1 | <i>Convective Superheater 1</i> |
| CS2 | <i>Convective Superheater 2</i> |
| D1 | <i>Desuperheating Water 1</i> |
| D2 | <i>Desuperheating Water 2</i> |
| DA | <i>Deaerator</i> |
| DCA | <i>Drain Cooler Approach</i> |
| ECO1 | <i>Economizer 1</i> |
| ECO2 | <i>Economizer 2</i> |
| ESP | <i>Electrostatic Precipitator</i> |
| FGD | <i>Flue Gas Desulfuration</i> |
| FWH | <i>Feed Water Heaters</i> |
| GGH | <i>Gas - Gas Heater</i> |
| GGV | Grupo Gerador de Vapor |
| GSC | <i>Gland Steam Condenser</i> |
| GTA | Grupo Turbo-Alternador |
| PEACE | <i>Plant Engineering and Construction Estimator</i> |
| PRE | Permutador de Calor Instalado paralelamente ao AAR |
| RSH | <i>Radiant Superheater</i> |
| SCR | <i>Selective Catalytic Reduction</i> |
| SSR | <i>Sealing Steam Regulator</i> |
| TAP | Turbina de Alta Pressão |
| TBP | Turbina de Baixa Pressão |
| TMP | Turbina de Média Pressão |
| TTD | <i>Terminal Temperature Difference</i> |
| VAL | Valor Atualizado Líquido |
| VAP | Ventilador de Ar Primário |
| VAS | Ventilador de Ar Secundário |
| VTI | Ventilador de Tiragem Induzida |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1- Evolução da temperatura máxima do fluido de trabalho desde o início do século 20 até à implementação das primeiras centrais supercríticas (Termuehlen e Emsperger, 2003). ...2 | 2 |
| Figura 2- Evolução da pressão máxima do fluido de trabalho desde o início do século 20 até à implementação das primeiras centrais supercríticas (Termuehlen e Emsperger, 2003).....3 | 3 |
| Figura 3- Esquema ilustrativo de um dos grupos da central (EDP, 2016).5 | 5 |
| Figura 4- Esquema em corte da caldeira.7 | 7 |
| Figura 5- Representação do barrilete e da zona de transferência de calor na fornalha.8 | 8 |
| Figura 6- Combustão do carvão..... 12 | 12 |
| Figura 7- Esquema da chama à saída do queimador (EDP, 1997). 13 | 13 |
| Figura 8- Representação da instalação de desnitrificação catalítica..... 15 | 15 |
| Figura 9- Gráfico da variação de eficiência do catalisador, novo e ao fim de 25 000 h de funcionamento, em função da temperatura dos gases de exaustão (IBIDEN, 2017). 17 | 17 |
| Figura 10- Gráfico da formação de SO ₃ no catalisador, novo e ao fim de 25 000 h de funcionamento, em função da temperatura dos gases de exaustão (IBIDEN, 2017). 18 | 18 |
| Figura 11- Esquema do precipitador electroestático (Hitachi, 2014)..... 19 | 19 |
| Figura 12- Gráfico da variação de eficiência do precipitador electroestático, em função da temperatura dos gases de exaustão (Darby, 1974). 20 | 20 |
| Figura 13- Esquema da instalação. 21 | 21 |
| Figura 14- Representação do absorvedor presente do sistema FGD. 22 | 22 |
| Figura 15- Gráfico que traduz a variação de água perdida, em função da temperatura dos gases de combustão (Hitachi, 2005). 23 | 23 |
| Figura 16- Interface inicial do programa disponibilizado. 26 | 26 |
| Figura 17- Janela de caracterização do economizador inferior. 27 | 27 |
| Figura 18- Esquema geral, com os resultados da simulação, referente ao ciclo água-vapor para as condições de plena carga. 28 | 28 |
| Figura 19- Esquema geral, com resultados da simulação, referente ao circuito ar-fumos para as condições de plena carga. 30 | 30 |
| Figura 20- Representação esquemática do processo de moagem (Rayaprolu, 2009). 33 | 33 |
| Figura 21- Corte do esquema da Figura 19. 34 | 34 |
| Figura 22- Variação da temperatura da mistura de carvão com o ar primário à entrada dos queimadores, em relação à percentagem de ar primário que sofre aquecimento, ao escoar pelo aquecedor de ar rotativo. 35 | 35 |
| Figura 23- Variação da eficiência da central, em função da temperatura à entrada dos queimadores..... 36 | 36 |
| Figura 24- Variação da temperatura dos gases à entrada do SCR, em função da temperatura à entrada dos queimadores. 36 | 36 |

| | |
|--|----|
| Figura 25- Variação da temperatura dos gases à entrada do ESP, em função da temperatura à entrada dos queimadores. | 37 |
| Figura 26- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor nos tubos das paredes da fornalha. | 40 |
| Figura 27- Variação da quantidade de água injetada pelos dessobreaquecedores, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor nos tubos das paredes da fornalha. | 40 |
| Figura 28- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo vapor, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor secundário. | 42 |
| Figura 29- Variação da quantidade de água injetada pelos dessobreaquecedores, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor secundário. | 42 |
| Figura 30- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo vapor, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor final. | 43 |
| Figura 31- Janela de caracterização da estrutura original do economizador superior. | 48 |
| Figura 32- Desenho de projeto referente à parte inferior da zona de convecção da caldeira (EDP, 2002). | 49 |
| Figura 33- Esquema geral referente ao novo circuito ar-fumos, obtido no <i>Thermoflex</i> | 54 |
| Figura 34- Variação da temperatura e percentagem da quantidade de ar primário aquecido, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 56 |
| Figura 35- Variação da temperatura do ar secundário à saída do aquecedor de ar, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 56 |
| Figura 36- Variação da temperatura dos fumos à saída do aquecedor de ar, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 57 |
| Figura 37- Variação da temperatura dos gases à entrada do SCR, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 58 |
| Figura 38- Variação da temperatura dos gases à entrada do ESP, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 58 |
| Figura 39- Variação da temperatura dos gases à entrada do GGH, no FGD, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 59 |
| Figura 40- Variação da eficiência da central, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador. | 60 |
| Figura 41- Parte do esquema geral do circuito ar-fumos, referente à solução da simulação. .. | 61 |
| Figura 42- Características do permutador de calor calculadas pelo programa. | 63 |

Índice de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1- Variações de eficiência provocadas pelas principais alterações realizadas ao longo da evolução das centrais termoelétricas a carvão, comparando os valores existentes no ano de 1900 com os existentes atualmente | 4 |
| Tabela 2- Objetivos ambientais (EDP, 2016) | 14 |
| Tabela 3- Valores de temperatura para as condições de projeto (Hitachi, 2008) | 23 |
| Tabela 4- Comparação entre as áreas reais e as modeladas (EDP, 1986) | 27 |
| Tabela 5- Definição das abreviaturas | 31 |
| Tabela 6- Comparação entre os valores reais (EDP, 2006) e os valores resultantes da modelação | 32 |
| Tabela 7- Propriedades retiradas da modelação inicial | 34 |
| Tabela 8- Propriedades retiradas da modelação inicial necessárias para esta análise | 39 |
| Tabela 9- Comparação entre o modelo original e o novo modelo simulado | 45 |
| Tabela 10- Comparação entre os valores do modelo original e os valores do novo modelo ... | 50 |
| Tabela 11- Valores utilizados para o cálculo do VAL | 51 |
| Tabela 12- Definição dos identificadores | 55 |
| Tabela 13- Comparação entre os valores do modelo para 0 % de caudal a passar no novo permutador de calor e os valores do modelo para 11 % de caudal a passar no novo permutador de calor | 62 |
| Tabela 14- Resumo dos resultados das simulações testadas | 66 |

1 Introdução

1.1 Contextualização

O presente trabalho foi desenvolvido, em ambiente empresarial por meio de um estágio curricular com duração de 4 meses realizado nas instalações da EDP Produção em Lisboa, no âmbito da unidade curricular Dissertação, parte integrante do plano de estudos do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, durante o segundo semestre do ano letivo 2017/2018.

1.2 Apresentação da Empresa

O Grupo EDP é liderado pela EDP – Energias de Portugal, S.A. e tem por objeto a promoção, dinamização e gestão, por forma direta ou indireta, de empreendimentos e atividades na área do setor energético, tanto a nível nacional como internacional, com vista ao incremento e aperfeiçoamento do desempenho do conjunto das sociedades do seu grupo. Deste grupo fazem parte várias empresas, tal como é o caso da EDP - Gestão da Produção de Energia, S.A. que tem como finalidade a produção, compra e venda, importação e exportação de energia resultante da exploração de instalações próprias ou alheias, sendo a Central Termoelétrica de Sines um exemplo (EDP, 2016).

1.3 Evolução Histórica das Centrais Termoelétricas a Carvão

Em 1882, foi contruída em Nova Iorque a primeira central termoelétrica a carvão, projetada por Thomas Edison, em que a energia elétrica era produzida a partir de um dínamo de corrente contínua, acionado por um motor a vapor. A primeira turbina a vapor, com uma eficiência de apenas 1,6 %, foi criada por Sir Charles Parsons em 1884. No entanto, até à viragem do século dezanove foi possível – por aperfeiçoamento das turbinas, implementação de condensadores de vapor e de geradores de corrente alternada - alcançarem-se valores de 15 % para a eficiência global da central, com uma produção de potência elétrica de 5 MW por grupo turbina-gerador (Bolter, 1994). Nesta altura, a combustão do carvão era realizada sobre grelhas e o circuito gerador de vapor era constituído por um economizador, um evaporador e uma secção de sobreaquecimento de vapor, sendo capaz de produzir vapor sobreaquecido até pressões de 30 bar (Termuehlen, 2001).

Na década de 1910, a implementação do processo regenerativo, por extração de caudais de vapor durante a expansão do fluido de trabalho na turbina, permitiu um aumento significativo da eficiência do ciclo de Rankine (Dornbrook, 1948). A alteração do método de queima, com o início da utilização de carvão pulverizado em suspensão no ar de combustão, e a introdução de equipamentos responsáveis pelo pré-aquecimento do ar de combustão possibilitaram um aumento da eficiência da caldeira, com consequente diminuição da utilização de combustível.

O conceito de reaquecimento remonta aos anos vinte do século passado e permitia aumentar tanto a eficiência do ciclo de Rankine, como também da caldeira, mas só a partir de 1930 é que a sua utilização se tornou comum nas centrais termoelétricas a carvão. Tais desenvolvimentos, ocorridos até ao final da década de trinta, possibilitaram a produção, por grupo turbina-gerador, de 300 MW de potência elétrica (Termuehlen e Emsperger, 2003).

Em 1940, foram realizadas as primeiras tentativas de se retirar, mecanicamente, as partículas em suspensão nos gases de exaustão.

A primeira central supercrítica foi construída durante a década de cinquenta e permitiu que o fluido de trabalho alcançasse pressões superiores a 221 bar e temperaturas acima dos 593 °C, à entrada da turbina. Tal foi possível por utilização de uma caldeira de passagem única. Apesar deste tipo de caldeira, de passagem única, ter sido desenvolvida inicialmente nos anos vinte, as caldeiras de barrilete eram as comumente utilizadas no caso de centrais subcríticas, visto serem de circulação natural, ao contrário das caldeiras de passagem única que necessitam do auxílio de uma bomba de circulação, i.e., o escoamento do fluido de trabalho na secção do circuito água-vapor que se encontra no interior das caldeiras de passagem única é imposto por uma bomba de circulação (Haas *et al*, 1982).

Nas Figura 1 e 2 estão representadas as evoluções da temperatura e pressão máximas, respetivamente, do fluido de trabalho desde o início do século vinte até à implementação das primeiras centrais supercríticas.

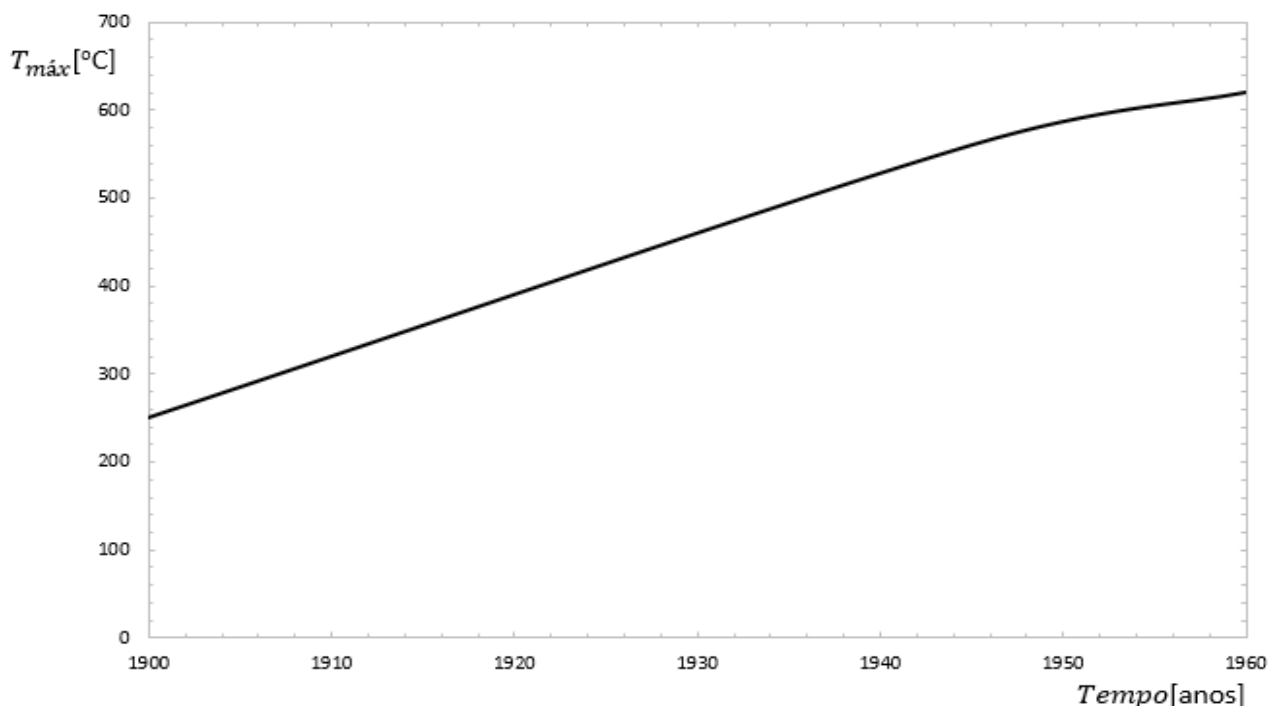


Figura 1- Evolução da temperatura máxima do fluido de trabalho desde o início do século 20 até à implementação das primeiras centrais supercríticas (Termuehlen e Emsperger, 2003).

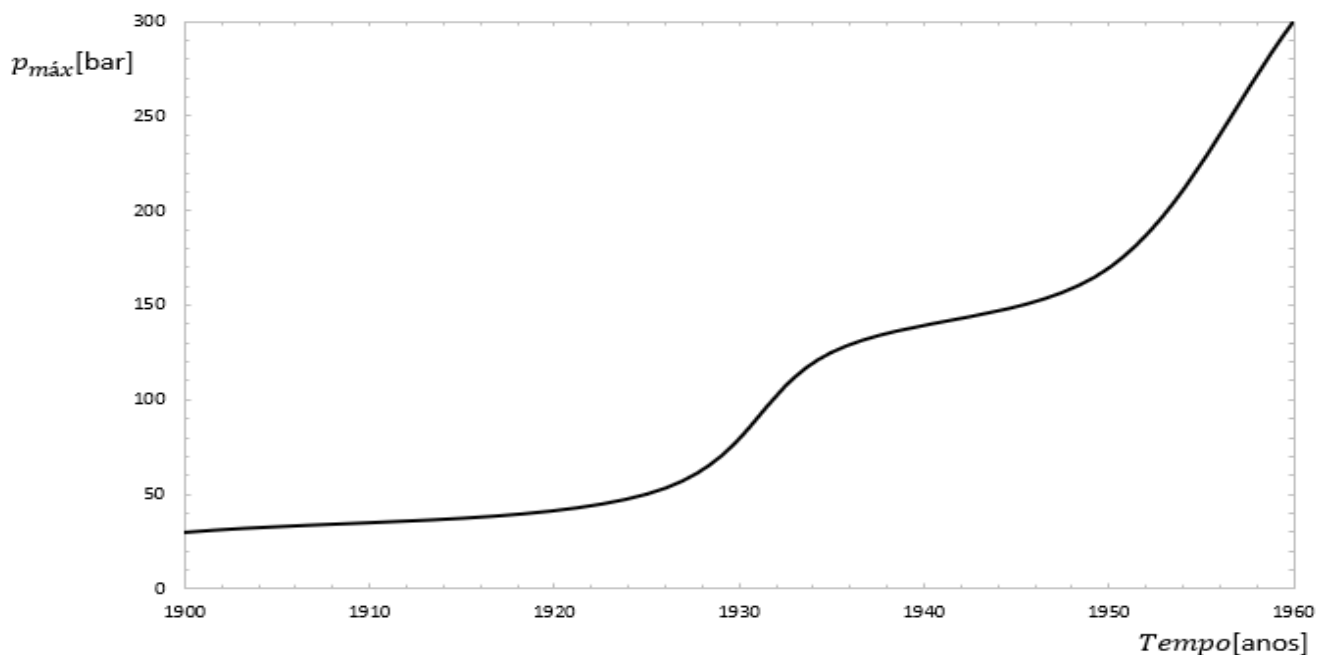


Figura 2- Evolução da pressão máxima do fluido de trabalho desde o início do século 20 até à implementação das primeiras centrais supercríticas (Termuehlen e Emsperger, 2003).

Desde 1900 até 1980 assistiu-se a um aumento exponencial na capacidade de produção de potência elétrica, alcançando-se no final dos anos setenta potências de 1300 MW por grupo turbina-gerador. Foi também nas décadas de setenta e oitenta que se generalizaram os sistemas de controlo ambiental, como é o caso dos sistemas de dessulfuração e de desnitrificação catalítica.

O aumento de eficiência das centrais termoelétricas a carvão ocorrido desde a penúltima década do século vinte até à atualidade relacionou-se com as melhorias do processo de queima e com o aperfeiçoamento dos perfis das pás das turbinas. Neste momento, existem centrais a trabalhar com eficiências a rondar os 45 % e a evolução, segundo Termuehlen e Emsperger (2003), passará pelo aumento da temperatura e pressão do fluido de trabalho.

Assim, em forma de conclusão são compiladas na Tabela 1 as variações de eficiência provocadas pelas principais alterações realizadas ao longo da evolução das centrais termoelétricas a carvão, comparando os valores existentes no ano de 1900 com os existentes atualmente.

Atendendo ao atual movimento de combate às alterações climáticas, é de esperar que as centrais térmicas de queima de carvão venham a ser substituídas num futuro próximo por outras com menos impacto na geração de gases com efeito de estufa.

Tabela 1- Variações de eficiência provocadas pelas principais alterações realizadas ao longo da evolução das centrais termoelétricas a carvão, comparando os valores existentes no ano de 1900 com os existentes atualmente

| Propriedade | Valores Existentes no ano 1900 | Valores Existentes Atualmente | Alterações Responsáveis pela Variação dos Valores da Eficiência |
|--|--------------------------------|-------------------------------|---|
| Eficiência do Ciclo de Rankine $Ef_{Rankine}$ | 34 % | 58 % | <ul style="list-style-type: none"> • Processo regenerativo; • Reaquecimento; • Aumento das condições termodinâmicas do fluido de trabalho. |
| Eficiência do Processo de Expansão $Ef_{PExpansão}$ | 60 % | 92 % | <ul style="list-style-type: none"> • Aperfeiçoamento dos perfis das pás das turbinas. |
| Eficiência do Gerador $Ef_{Gerador}$ | 91 % | 98,7 % | <ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de arrefecimento. |
| Eficiência da Caldeira $Ef_{Caldeira}$ | 83 % | 92 % | <ul style="list-style-type: none"> • Reaquecimento; • Pré-aquecimento do ar de combustão; • Aumento do tamanho das caldeiras; • Utilização de carvão pulverizado em suspensão no ar de combustão para o processo de queima. |
| Eficiência Global dos Sistemas Auxiliares $Ef_{Auxiliares}$ | 97 % | 93 % | <ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de controlo ambiental. |
| Eficiência da Central $Ef_{Central} *$ | 15 % | 45 % | <ul style="list-style-type: none"> • Todos os pontos referidos anteriormente. |

$$* Ef_{Central} = Ef_{Rankine} \times Ef_{PExpansão} \times Ef_{Gerador} \times Ef_{Caldeira} \times Ef_{Auxiliares}$$

1.4 Central Termoelétrica de Sines

A energia elétrica produzida numa central termoelétrica convencional é obtida a partir da energia térmica proveniente da queima de combustíveis fósseis. No caso da Central Termoelétrica de Sines, situada em São Torpes no concelho de Sines, é utilizado o carvão como combustível. A sua construção, que finalizou em 1989, foi resultado de uma estratégia de diversificação de fontes de energia primária para a produção de energia elétrica em Portugal, que permitisse uma relativa independência petrolífera e dos mercados externos.

A central conta com quatro grupos geradores idênticos, independentes entre si e com potência elétrica unitária de 314 MW. Cada um dos grupos inclui um gerador de vapor de circulação natural (grupo gerador de vapor - GGV), um grupo turbo-alternador (GTA) e um transformador principal, consumindo 110 t/h de carvão.

Na Figura 3 é apresentado um esquema ilustrativo, com a respetiva legenda, de um dos grupos da central, de forma a iniciar a contextualização do tema deste trabalho na instalação em causa.

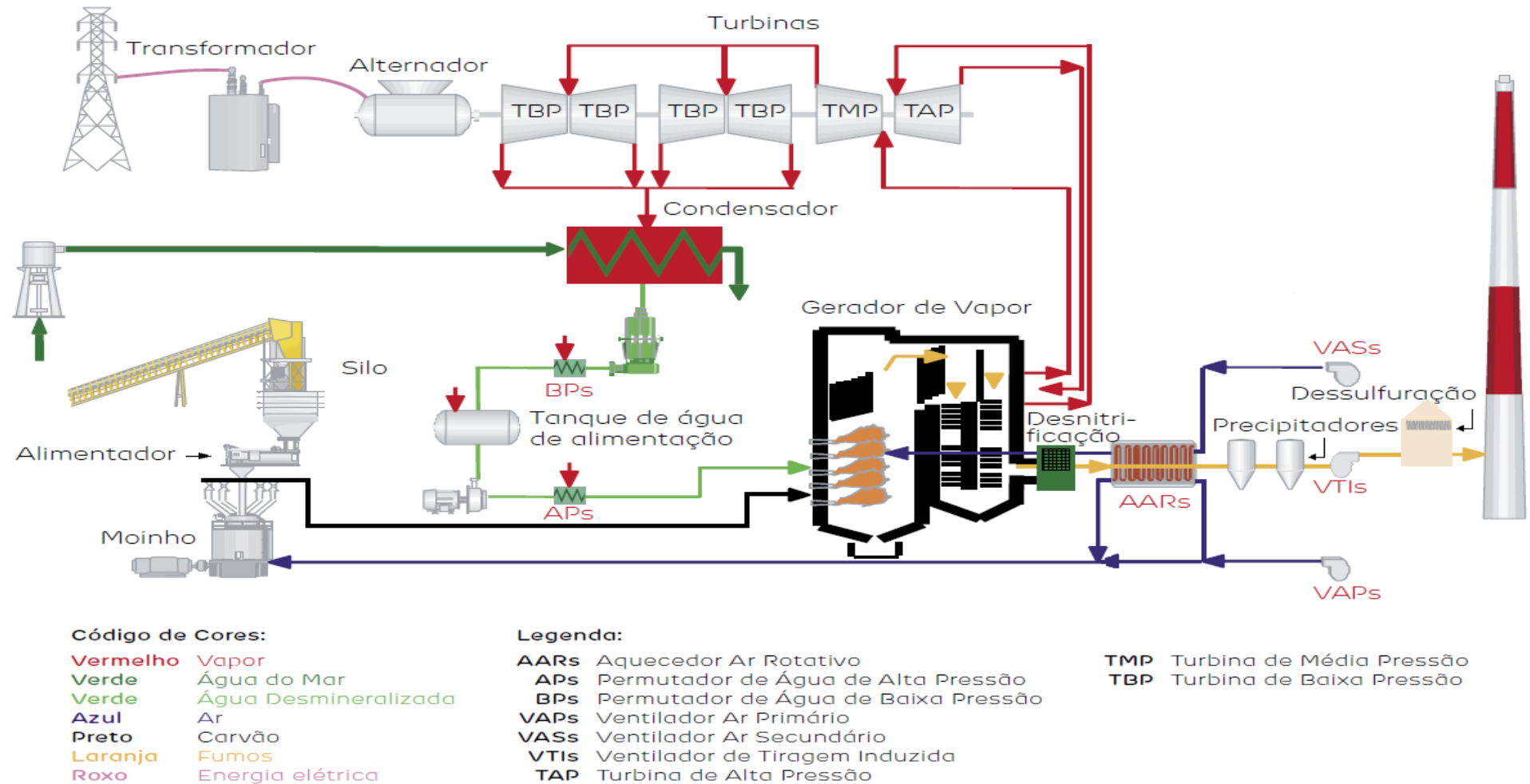


Figura 3- Esquema ilustrativo de um dos grupos da central (EDP, 2016).

Tal como se pode observar na Figura 3, e como em qualquer central termoelétrica convencional a carvão, há quatro importantes circuitos, que são: o circuito do carvão e cinzas, o circuito ar-fumos, o circuito água-vapor e o circuito de arrefecimento a água.

A explicação que se segue admite que a central está a trabalhar a plena carga, sendo os valores apresentados referentes às condições de projeto.

Começando por se analisar o percurso do carvão, este é armazenado no parque de carvão, depois de chegar à central, composto por várias pilhas a céu aberto, sendo posteriormente transportado para os silos diários de cada um dos grupos. A fim de se garantir uma combustão rápida e completa do carvão, este é introduzido nos moinhos de carvão com recurso a alimentadores, que variam a velocidade de abastecimento conforme a potência elétrica que se deseja produzir, de modo a sofrer a moagem necessária, c.f. Figura 3.

Para se realizar a queima do carvão pulverizado na fornalha é necessária a presença de ar e é nesta fase que o circuito do carvão e cinzas interage com o circuito ar-fumos. O ar exterior é inserido no circuito por ação de um conjunto de ventiladores de ar primário (VAP) e secundário (VAS), comumente designados por ventiladores de tiragem forçada. Relativamente ao ar introduzido por recurso aos ventiladores de ar primário, parte deste sofre um aumento de temperatura no aquecedor de ar rotativo (AAR), sendo posteriormente misturado com a restante massa de ar admitida por este grupo de ventiladores, de forma a criar as condições ideais para secar o carvão pulverizado e transportá-lo, em suspensão, para os queimadores. O outro grupo de ventiladores é responsável tanto pela admissão do ar secundário e terciário, que intervêm diretamente na queima do carvão, como também do ar de ignição, necessário à estabilização da temperatura do bico do queimador. Neste caso, e ao contrário do ar primário, toda a massa de ar passa no aquecedor de ar rotativo. Assim, o aquecedor de ar rotativo tem como propósito aumentar a eficiência da central, tal como diminuir a temperatura dos gases de exaustão, c.f. Figura 3.

Os produtos da queima do carvão incluem as escórias, as cinzas de fundo, as cinzas volantes e os gases resultantes da combustão. A escória e as cinzas de fundo são retiradas pela parte inferior da caldeira por ação gravítica, enquanto que os gases de combustão e as cinzas volantes, em suspensão, seguem o circuito de ar-fumos.

A partir da representação esquemática de uma caldeira de tubos de água, semelhante à que se encontra instalada na Central Termoelétrica de Sines, presente na Figura 4, são apresentados os dispositivos que a caracterizam.

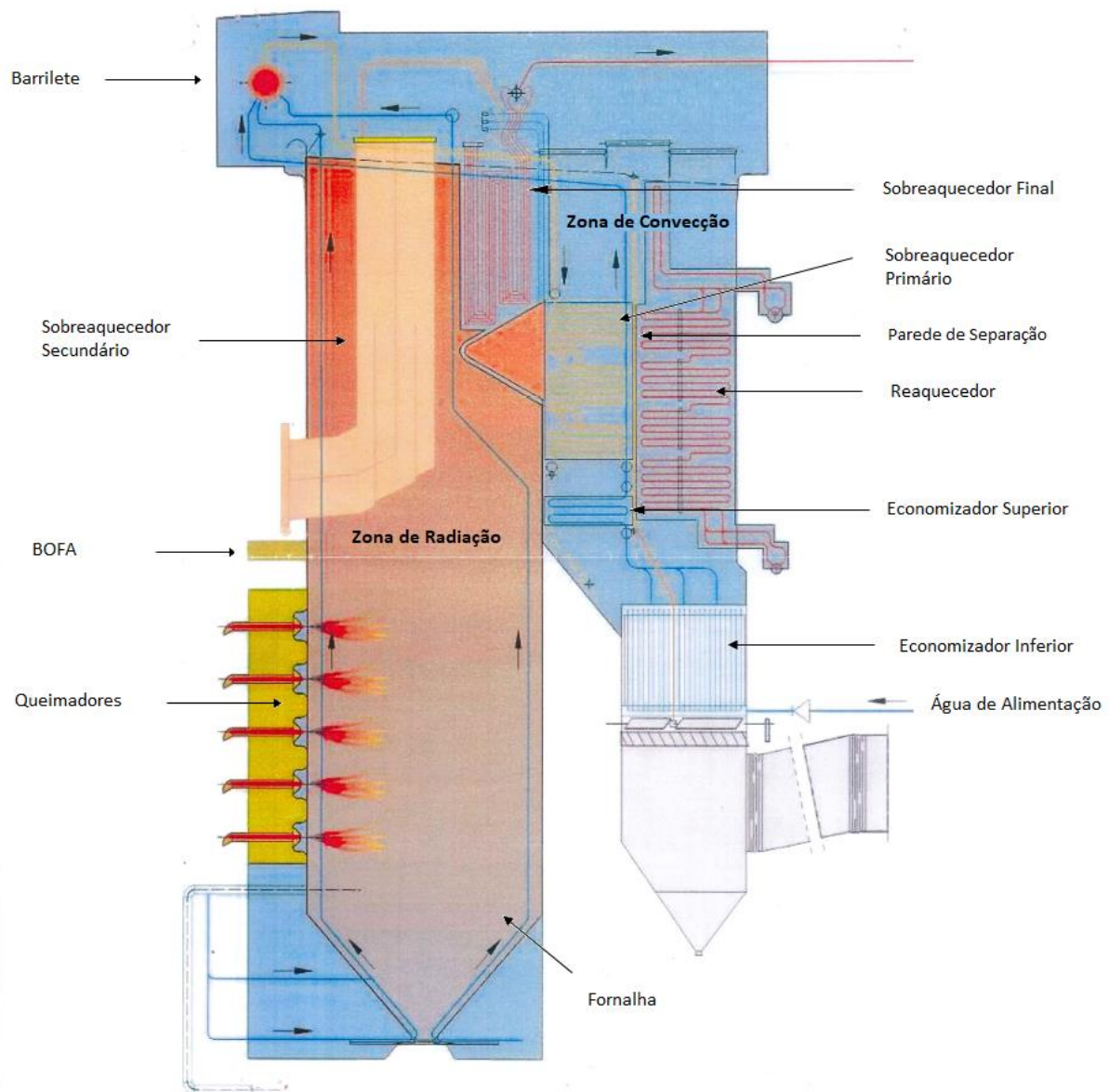


Figura 4- Esquema em corte da caldeira.

A temperatura dos gases de combustão à saída do economizador é dependente de todos os processos físicos e químicos que ocorrem a montante deste. Assim, há necessidade de se proceder à análise dos mesmos, e de entender de que modo se encontram relacionados com as variações de temperatura dos gases no interior da caldeira. Uma caldeira é um equipamento térmico em que os gases provenientes da queima de um combustível, caso do carvão neste trabalho, cedem energia térmica a um fluido de trabalho a aquecer. De referir que a caldeira se divide fisicamente em duas seções: a zona de radiação, onde há chama viva e onde a transferência de calor, entre o circuito ar-fumos e o circuito água-vapor, se dá principalmente por radiação; e a zona de convecção, onde a transferência de calor, entre o circuito ar-fumos e o circuito água-vapor, se dá principalmente por convecção, ver Figura 4.

Após a reação de combustão há necessidade de transmitir a energia calorífica, libertada durante a reação química e presente nos produtos de combustão, para a água, que no caso da Central Termoeleétrica de Sines é utilizada como fluido de trabalho.

A água entra na caldeira a partir do economizador, que se encontra na zona convectiva da mesma. O economizador, dividido em superior e inferior, é a primeira superfície onde ocorre transferência de calor dos gases de combustão para o circuito de água-vapor, sendo que o fluido de trabalho chega a este ponto sob a forma líquida e à pressão imposta pela bomba a montante, neste caso 190 bar.

Após esta primeira fase de transferência de calor a água abandona o economizador superior em direção ao barrilete, que se caracteriza por estar nas condições de saturação da água à pressão de funcionamento. Este equipamento, representado na Figura 5 com mais pormenor, serve como um misturador e separador, em que a sua principal função se prende com a separação eficiente da fração líquida da gasosa.

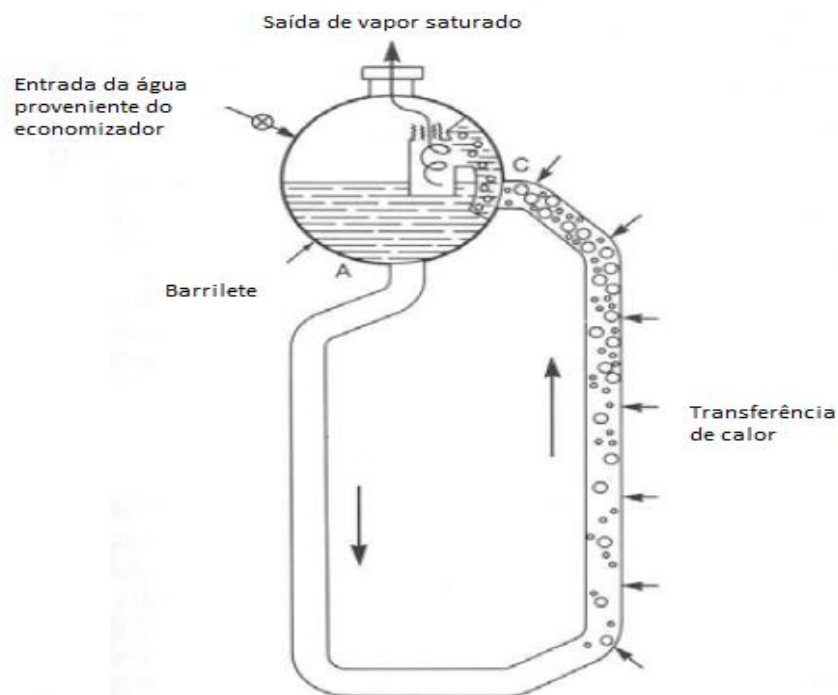


Figura 5- Representação do barrilete e da zona de transferência de calor na fornalha.

A água, vinda do economizador, chega no estado subarrefecido ao barrilete. Este subarrefecimento funciona como uma medida de segurança, pois o facto de os tubos do economizador superior se encontrarem dispostos na horizontal não permite que, apesar de possível, se potencie a troca de calor neste equipamento até um estado de vapor húmido. Tal processo resultaria na formação de bolsas de vapor de água nos tubos que dificultaria o escoamento, colocando em risco a vida e funcionamento do equipamento.

No barrilete a componente líquida do fluido de trabalho é direcionada para a zona de radiação da fornalha, por ação da gravidade. O efeito de sifão, promovido pela disposição das tubagens da fornalha juntamente com a diferença de densidades do fluido de trabalho verificada ao longo das tubagens ascendentes, causada pela formação de vapor húmido ao receber calor latente, permite a circulação natural do escoamento novamente até ao barrilete. De referir que os tubos ascendentes, representados na Figura 5, fazem parte da própria parede estrutural da caldeira, de modo a aumentar a troca de calor. Por fim, a fração de vapor saturado, separada a partir do vapor húmido por ação de separadores mecânicos de estados físicos, é fornecida ao conjunto de sobreaquecedores, por tubagens presentes na parte superior do barrilete, tal como é visível na Figura 5.

A formação de vapor sobreaquecido é realizada no conjunto de sobreaquecedores primário, secundário e final, ver Figura 4, passando o vapor por estes pela forma sequencial como estão apresentados. A temperatura entre sobreaquecedores tem que ser controlada para manter os seus valores dentro de certos limites, por perigo de se observarem temperaturas excessivas nas tubagens do circuito água-vapor, e de forma a garantir a temperatura de 535 °C à entrada da turbina de alta pressão o mais constante possível, minimizando os riscos inerentes às tensões mecânicas produzidas na turbina, provocadas pelas variações térmicas.

Assim, de forma a controlar a temperatura à saída dos sobreaquecedores há equipamentos de injeção de água no estado líquido entre os mesmos, denominados de dessobreaquecedores, que, no entanto, têm a consequência de serem prejudiciais para a eficiência da central. O controlo da temperatura à saída do sobreaquecedor secundário é realizada a montante, i.e., entre o sobreaquecedor primário e secundário, enquanto o controlo da temperatura à saída do sobreaquecedor final é realizada, também a montante deste, entre o sobreaquecedor secundário e final. À saída do sobreaquecedor final, e antes da turbina de alta pressão, não existem dessobreaquecedores, pelo risco de haver água no estado líquido à entrada da turbina de vapor. O vapor chega à turbina a 162 bar, devido às perdas de pressão ao longo de todo o trajeto no interior da caldeira, durante o qual ocorreram as transferências de calor.

Na turbina de alta pressão é transmitido trabalho ao veio, sendo o vapor extraído, a 47 bar, redirecionado à caldeira para retomar a sua temperatura de 535 °C, processo de reaquecimento e que ocorre no reaquecedor, dispositivo que se encontra na zona convectiva da caldeira. A jusante do reaquecedor, também denominado de ressobreaquecedor, não pode ser realizado o controlo de temperatura do fluido de trabalho por injeção de água no estado líquido a partir de dessobreaquecedores, pelas mesmas razões apresentadas para o sobreaquecedor final que também não permite injeção à sua saída. Assim, o controlo de temperatura é realizada a montante do reaquecedor por um repartidor de fumos que faz a divisão de gases entre a secção do reaquecedor e a secção do sobreaquecedor primário e economizador superior, que se encontram divididas por uma parede vertical, tal como é perceptível a partir da Figura 4. Nesta fase o fluido de trabalho deixa a caldeira pela segunda, e última, vez dirigindo-se para a turbina de média pressão. De referir que todo o ganho de energia por parte do circuito água-vapor tem como base as trocas de calor que ocorrem no interior da caldeira.

De modo a diminuir o impacto negativo na eficiência da transferência de calor, causado pela deposição das cinzas volantes e escória no exterior dos tubos do circuito de água-vapor, existem na central sopradores e cornetas acústicas. Os sopradores, distribuídos por toda a caldeira, removem as camadas de depósito por impacto de jatos de vapor nas próprias superfícies, o que provoca, indesejavelmente, erosão nos tubos. Por outro lado, os sistemas de sopragem acústica utilizam a energia das ondas sonoras de baixa frequência para, por ação de ressonância, desalojar a fuligem das tubagens. As cornetas só se encontram na zona convectiva, por questões relacionadas com a sua resistência térmica, e apresentam, comparativamente aos sopradores, baixa eficiência, não tendo capacidade de desagregar a cinza fundida. No entanto, têm a vantagem de não criarem erosão nos tubos, apresentarem baixo consumo de energia e de necessitarem de baixa manutenção. As características dos dois equipamentos fazem com que haja a necessidade de se adaptar o uso e funcionamento, de cada um, perante as condições de trabalho vigentes a cada momento.

O vapor, sobreaquecido, à saída da turbina de média pressão, que apresenta valores de pressão de 5 bar é seguidamente introduzido nos corpos de baixa pressão, que constituem o último estágio de expansão do vapor. O trabalho resultante do vapor turbinado é transmitido ao alternador e, posteriormente, ao transformador, que são os órgãos responsáveis pela obtenção de energia elétrica a partir de energia mecânica e pelo aumento da tensão da energia elétrica para que esta possa ser injetada na rede, respetivamente.

De forma a que o ciclo de água-vapor seja encerrado e para que o fluido de trabalho retome a entrada da caldeira, é necessário um equipamento a jusante do tanque de alimentação, uma bomba de alimentação, que permita o aumento da sua pressão, novamente para o valor de 190 bar, visto que à saída das turbinas de baixa pressão o fluido encontra-se no estado de vapor a 45 mbar. No entanto, antes de tal aumento de pressão é preciso rejeitar calor para a fonte fria. Assim, é no condensador, elemento dissipador de calor, que o vapor troca calor com a água de arrefecimento, extraída do mar, permitindo que este passe ao estado líquido. O escoamento do fluido de trabalho até ao tanque de alimentação é assegurado pelo funcionamento de uma bomba de circulação, que se encontra entre o condensador e os permutadores de baixa pressão (BPs). Tanto no tanque de alimentação como nos permutadores de baixa (BPs) e alta pressão (APs), a água sofre um pré-aquecimento por parte de caudais de vapor extraídos durante a expansão do fluido de trabalho nas turbinas da instalação, ver Figura 3. Este processo, que confere ao ciclo de Rankine um carácter regenerativo, promove um aumento da eficiência do ciclo.

Finalmente, a instalação fica descrita com a conclusão do circuito de ar-fumos. Após se concluir a combustão do carvão e todas as trocas de calor dentro da caldeira os gases de exaustão, juntamente com as cinzas volantes, são retirados por ação dos ventiladores de tiragem, comumente designados por ventiladores de tiragem induzida (VTIs). Este escoamento antes de ser conduzido para a atmosfera, pela chaminé, atravessa o aquecedor de ar rotativo, tal como está referido anteriormente, e todo o sistema ambiental responsável pelo tratamento dos gases de exaustão, constituído pela desnitrificação catalítica (Selective Catalytic Reduction - SCR), pelo precipitador electrostático (Electrostatic Precipitator - ESP) e o pelo processo de dessulfuração (Flue Gas Desulfuration - FGD), que são apresentados com mais detalhe no Capítulo 2.

1.5 Objetivos

O objetivo do presente trabalho é estudar as diferentes possibilidades de redução da temperatura dos gases à saída do economizador (inferior), i.e., à entrada do SCR, a partir de simulação computacional, tendo com meta o decréscimo de 10 °C face ao valor médio de funcionamento atual, que ronda os 415 °C nesta zona.

A redução de temperatura tem em vista o aumento da eficiência térmica do ciclo, o aumento da eficiência dos sistemas de controlo ambiental, a redução da taxa de oxidação no SCR (com a consequente diminuição da corrosão no permutador de ar rotativo e da corrosão no revestimento das condutas do circuito ar-fumos, bem como da formação de pluma) e a redução de custos de funcionamento, como é o caso, por exemplo, dos custos associados às perdas de H₂O, por evaporação, no FGD.

O valor excessivo da presente temperatura dos gases de combustão à saída do economizador, relativamente à temperatura de projeto (375 °C), pode ser atribuído à combinação de alterações realizadas no funcionamento da central desde a sua construção, como é o caso do aumento da potência nominal (atualmente de 314 MW) face à estabelecida em projeto (300 MW), e da instalação do sistema de limpeza acústica, que conduziu a uma menor utilização da sopragem a vapor, esta última mais eficiente, mas também mais nefasta em termos da erosão causada. De forma a reduzir a referida temperatura, tendo em conta os equipamentos instalados na central e os estados termodinâmicos desejados do fluido de trabalho à entrada das turbinas, é estudado o efeito da variação da potência transferida em virtude da ação de limpeza dos sopradores, bem como são avaliados os efeitos da alteração da temperatura da mistura ar/combustível à entrada dos queimadores, da alteração da área de transferência de calor do economizador e, por fim, da implementação, no circuito ar-fumos a jusante da caldeira, de um permutador de calor em paralelo com o aquecedor de ar rotativo.

Antes de mais, é preciso entender os mecanismos existentes na instalação e que interferem diretamente com o objetivo proposto, de modo a apresentar o sistema de simulação que tem como ponto de partida o funcionamento nominal da central.

1.6 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação apresenta no Capítulo 2 a descrição dos sistemas de controlo ambiental, assim como a análise da dependência do funcionamento dos mesmos em relação à temperatura dos gases de exaustão, necessários devido ao processo de queima existente na Central Termoelétrica de Sines.

No Capítulo 3 é feita a apresentação do programa *Thermoflow 26* e do modelo de referência utilizado.

Posteriormente, no Capítulo 4 e 5 são efetuados os estudos referentes aos impactos das alterações funcionais e estruturais, respetivamente, simuladas em *Thermoflow 26*.

A finalização do trabalho é realizada no Capítulo 6 com o resumo das principais conclusões retiradas ao longo das hipóteses testadas.

2 Controlo Ambiental

De modo a complementar a descrição realizada, são apresentados, neste capítulo, os sistemas de controlo ambiental, usados na Central Termoelétrica de Sines, começando por uma descrição sumária do processo de queima que os torna necessários.

2.1 Processo de Combustão do Carvão

A fonte primária de energia, no caso da Central Termoelétrica de Sines, é a energia química presente no carvão. Para que ocorra geração de vapor, e consequente produção de energia elétrica, é necessário realizar a combustão do carvão. Esta reação caracteriza-se pela rápida combinação química do oxigénio, presente no ar, com o carvão, em que ocorre libertação de energia calorífica.

“O carvão é uma mistura de carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto, enxofre, água e cinzas. Dado que no seu estado natural não é uma substância pura e não exhibe composição uniforme, não se lhe pode atribuir uma fórmula química bem definida” (Pinho, 2016).

A queima do carvão na fornalha de uma caldeira inicia-se com a libertação e combustão da matéria volátil, seguida da reação do oxigénio com o material restante, denominado resíduo carbonoso, tal como se pode observar pela Figura 6.



Figura 6- Combustão do carvão.

A desvolatilização da partícula de carvão ocorre quando são atingidas temperaturas da mistura, por contacto com a chama, na ordem dos 350-400 °C. Assim, gases como o CO₂, H₂O, N₂, CO, H₂, HCN e vários hidrocarbonatos são libertados e sofrem um processo de queima ao serem misturados com o ar envolvente. As partículas devolatilizadas, resíduo carbonoso, são caracterizadas por serem uma mistura de carbono, matéria mineral e cinzas. Estas apresentam elevados níveis de porosidade e fissuração que potenciam a reação exotérmica com o oxigénio, elevando a temperatura em determinadas zonas da fornalha para valores acima de 1500 °C.

Como resultado da queima há formação de cinza aglomerada e de fumos, sendo o N_2 (gás inerte), o O_2 , o H_2O (sobre a forma de vapor) e o CO_2 os gases presentes nos produtos com maior concentração molar/volúmica. No entanto, verifica-se, também, a libertação residual de substâncias nocivas para o ambiente e saúde, sob a forma de gases, líquidos (gotas em suspensão) e sólidos (partículas em suspensão) pelo circuito ar-fumos. Estes poluentes incluem, entre outros, óxidos de enxofre, óxidos de azoto, monóxido de carbono, arsénico, fluoretos e compostos orgânicos voláteis.

As emissões indesejadas são, na sua maioria, impostas pela composição do carvão a queimar e o seu controlo é posterior à combustão. No entanto há produtos que podem, também, ser controlados durante a queima – caso dos óxidos de azoto.

O azoto (N) presente no carvão é libertado durante a combustão sob a forma final de N_2 ou de NO_x . Se a relação ar/combustível for baixa numa fase primária da queima, os níveis de NO_x libertados são reduzidos face à baixa disponibilidade de oxigénio na fornalha, e o azoto sai maioritariamente sob a forma de N_2 . Tendo em conta este facto e de modo a se obter este efeito, no caso particular de Sines, é utilizado um tipo de queima *Low NO_x* , que promove, também, uma diminuição de não queimados nos produtos de combustão. Na Figura 7 está representada, esquematicamente, a chama à saída do queimador.

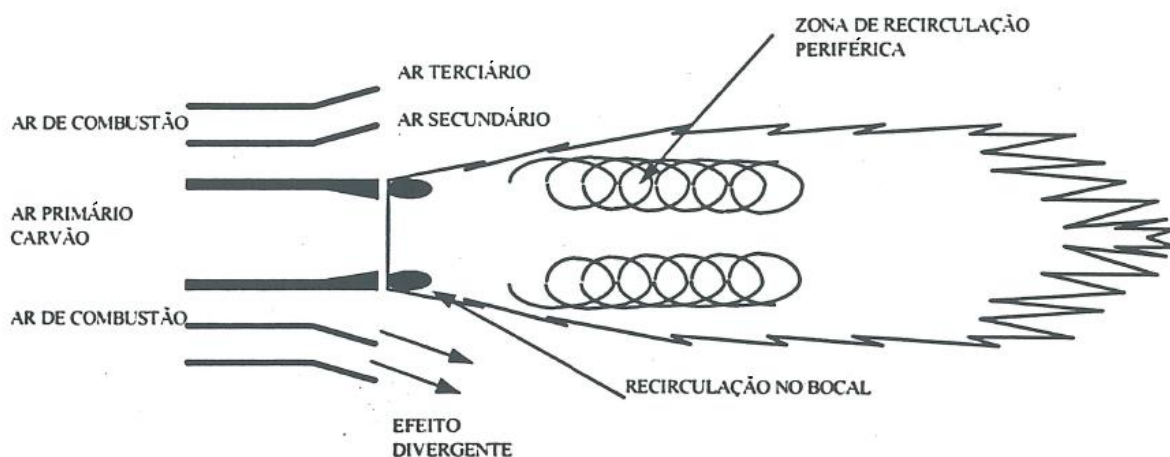


Figura 7- Esquema da chama à saída do queimador (EDP, 1997).

Tal como referido anteriormente, o carvão sofre moagem de modo a que a sua granulometria média seja reduzida até ao valor de $75\ \mu m$, otimizando o processo de queima na fornalha. Posteriormente, é injetado nos queimadores em suspensão no ar primário, formando uma mistura rica com um caudal de ar que representa cerca de 30 % do ar necessário à combustão completa. O ar secundário e o ar terciário são injetados diretamente na fornalha, promovendo a combustão por efeitos de recirculação. A mistura ar/combustível nesta fase apresenta um valor próximo de 0,9 face à relação estequiométrica. Este representa um valor ótimo para a relação entre o NO_x produzido e a temperatura de queima alcançada.

No entanto é essencial garantir que há uma queima completa do carvão para que se retire toda a energia possível do mesmo e para que os níveis de CO nos gases de exaustão sejam mínimos. O ar necessário, para que tal aconteça, é fornecido pelo sistema de admissão de ar na caldeira, *Boosted Over Fired Air* (BOFA), localizado acima da última fila de queimadores, ver Figura 4, onde a temperatura já não é tão elevada e, consequentemente, a formação de NO_x é residual.

2.2 Apresentação dos Dispositivos de Controlo Ambiental

A Central Termoelétrica de Sines cumpre a Política de Ambiente da EDP, que passa por, entre outras coisas, “obedecer aos requisitos da legislação ambiental, tal como rever objetivos e metas para melhoria contínua do desempenho ambiental, designadamente nos domínios da prevenção da poluição e da utilização eficiente dos recursos” (EDP, 2016).

Atualmente, os objetivos da central, em termos ambientais, encontram-se na Tabela 2.

Tabela 2- Objetivos ambientais (EDP, 2016)

| Emissão | Valor | Unidade |
|--------------------------|-------|----------------------|
| NO _x | 200 | mg/Nm ³ * |
| SO ₂ | 200 | mg/Nm ³ |
| Substâncias particuladas | 20 | mg/Nm ³ |

* m³ – Volume à temperatura de 0 °C e à pressão de 1,013 bar.

Nesta ótica, e enquadrando o assunto de política ambiental no tema em estudo referente à central, são apresentados nas secções seguintes os equipamentos de controlo ambiental, a jusante da caldeira, visto serem mecanismos diretamente afetados pela alteração da temperatura dos gases de exaustão dos grupos geradores de vapor.

Assim, e para além do modo de funcionamento, é apresentada a relação do seu desempenho com a temperatura dos gases de exaustão.

2.2.1 Desnitrificação

De modo a reduzir os níveis médios de óxidos de azoto à saída da caldeira, de 650 para valores inferiores a 200 mg/Nm³ (m³ a 0 °C e 1 atm), foram introduzidas na central, entre o economizador e o aquecedor de ar rotativo de cada grupo, instalações de desnitrificação catalítica (Selective Catalytic Reduction - SCR).

Estas instalações, tal como se pode observar pela Figura 8, incluem, por grupo, um registo de entrada, de saída e de “By-Pass”, um reator SCR e uma instalação de injeção de amoníaco.

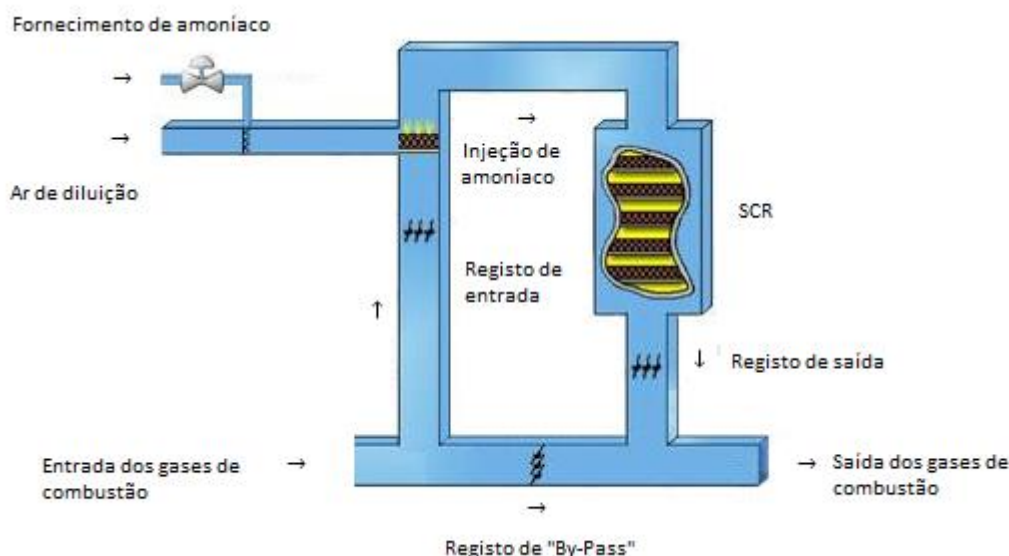
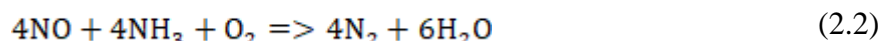
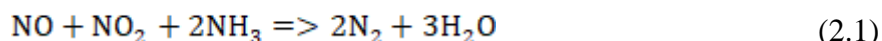


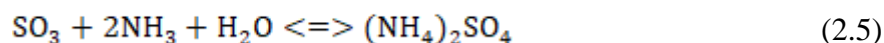
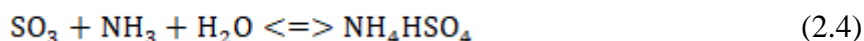
Figura 8- Representação da instalação de desnitrificação catalítica.

Este método de desnitrificação catalítica, SCR, utiliza amoníaco (NH₃) com reagente, sendo esta introduzida nos gases de combustão, por intermédio de uma grelha de injeção, após ser diluída, por evaporação, e misturada com ar para melhor dispersão.

No reator e com a presença de um catalisador, que tem como função reduzir a energia de ativação da reação química e aumentar a sua velocidade sem participar nela, são reunidas as condições para que ocorram as reações seguintes:



No entanto, há alguns processos indesejados resultantes deste método de desnitrificação, como é o caso da “ammonia slip”, que representa a quantidade de amoníaco injetada que não reage no reator e que é extraída para o ambiente juntamente com os gases de combustão, e o caso da formação de SO_3 , a partir da oxidação do SO_2 . A formação de SO_3 no SCR, que perfaz metade da quantidade total de SO_3 processada na central, faz parte das reações químicas colaterais, que são:



Além da formação de ácido sulfúrico (H_2SO_4) responsável pela corrosão dos equipamentos, os sais de amónio criados representam um perigo, pois ao condensarem, caso a temperatura dos gases de combustão atinja valores perto dos 330°C no SCR, reduzem a área ativa dos catalisadores, diminuindo a redução dos óxidos de azoto. Assim, ambos os processos, “ammonia slip” e formação de SO_3 , agravam os problemas ambientais como também colocam em risco o funcionamento do SCR e dos componentes a jusante, quer por corrosão quer por diminuição da eficiência, como é exemplo o equipamento aquecedor de ar rotativo.

A monitorização do SCR, responsável pela análise das variáveis de entrada e saída, é efetuada com recurso a controladores e instrumentação específica, sendo que em caso de funcionamento anormal o canal de “By-Pass” é ativado. De referir, também, que a limpeza dos catalisadores é realizada por cornetas acústicas.

A eficiência do SCR depende de vários fatores, tais como: tipo de catalisador, área de exposição do catalisador aos gases de combustão, tempo de residência dos gases no reator, quantidade de amoníaco injetada, temperatura dos gases de combustão à entrada do SCR, etc.

Relativamente ao problema em estudo, e tendo por base as instalações SCR presentes na Central Termoelétrica de Sines, é analisada a variação da eficiência do SCR e da taxa de oxidação, em função, unicamente, da temperatura dos gases de combustão à entrada da instalação de desnitrificação catalítica.

Assim, foi traçado o gráfico da Figura 9, a partir de curvas de garantia para a instalação de Sines com correções, provenientes de testes efetuadas em laboratório, de modo a traduzir de forma mais fidedigna o desempenho do SCR. Nesta figura representa-se a eficiência do SCR, Ef_{SCR} , em função da temperatura dos gases à saída da caldeira, T_{SCald} (i.e., à entrada do SCR), para o caso de um catalisador novo e para o caso de um catalisador após 25 000 horas de serviço (valor representativo do tempo de vida útil de um catalisador), com indicação do mínimo requerido para a instalação.

Com base neste gráfico, é possível observar que a eficiência de remoção do NO_x nos gases de combustão, independentemente do facto do catalisador ser novo ou não, aumenta com o aumento da temperatura de entrada dos mesmos no SCR. As derivadas da evolução da eficiência com a temperatura são constantes, tanto para o caso do catalisador ser novo como para o caso do catalisador se encontrar em fim de vida, sendo os seus valores de 0,05 %/°C e 0,08 %/°C, respetivamente.

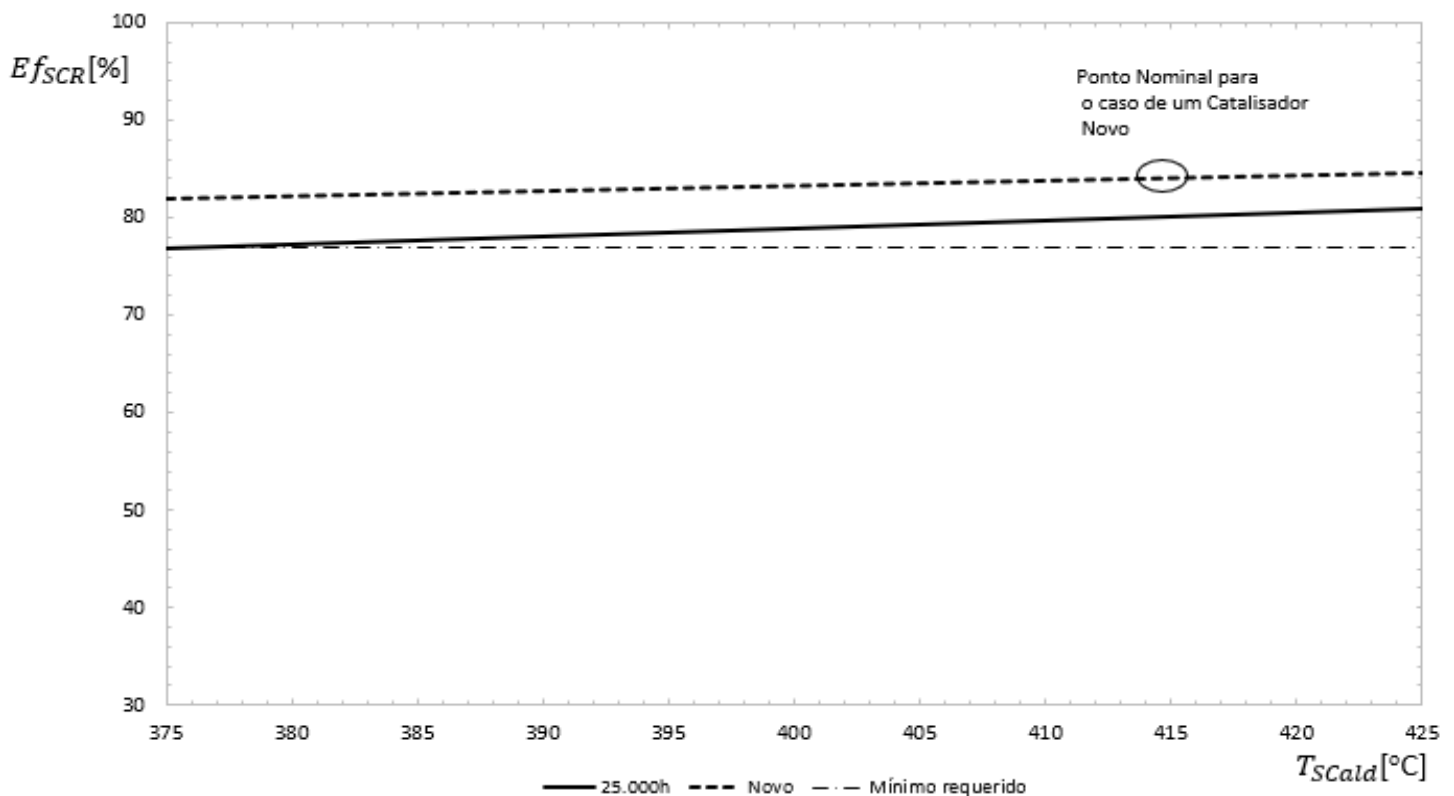


Figura 9- Gráfico da variação de eficiência do catalisador, novo e ao fim de 25 000 h de funcionamento, em função da temperatura dos gases de exaustão (IBIDEN, 2017).

Também é visível que com o uso a eficiência do catalisador diminui e se torna mais dependente da temperatura de funcionamento. Este desempenho é espectável, com base na documentação do fabricante, visto que a área efetiva do catalisador diminui à medida que ocorre degradação e obstrução ao longo da sua estrutura com o tempo. No mesmo gráfico está ainda presente a linha de garantia mínima aceitável para a eficiência de remoção do NO_x , para o intervalo de temperaturas representado.

Por outro lado, também os níveis de conversão de SO_2 em SO_3 , processo colateral que ocorre durante a desnitrificação, são influenciados pela temperatura dos gases de combustão à entrada do SCR. Na Figura 10 representa-se a conversão percentual de SO_2 em SO_3 , $\text{Conv}_{\text{SO}_3}$, em função da temperatura dos gases à saída da caldeira, T_{Scald} , para o caso de um catalisador novo e para o caso de um catalisador após 25 000 horas de serviço, com indicação dos máximos de conversão permitidos para ambos os casos.

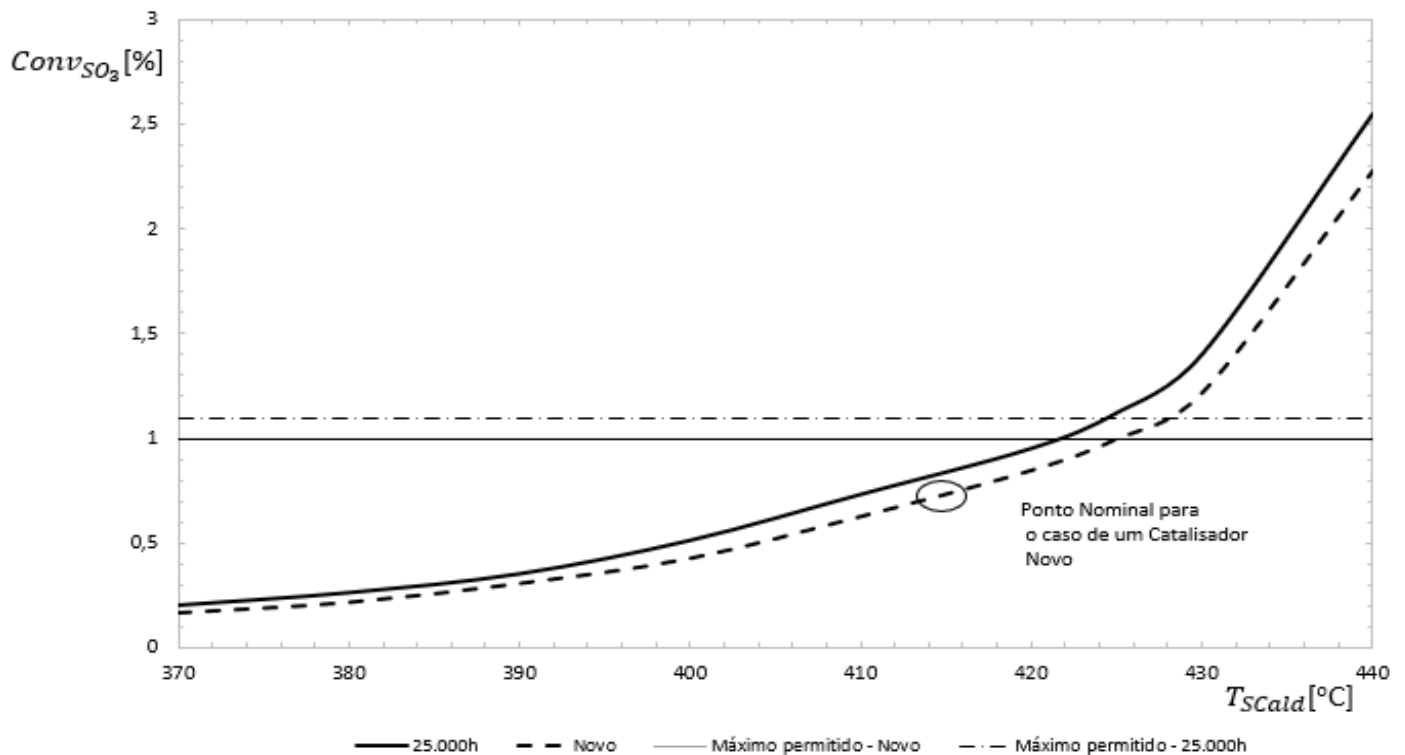


Figura 10- Gráfico da formação de SO_3 no catalisador, novo e ao fim de 25 000 h de funcionamento, em função da temperatura dos gases de exaustão (IBIDEN, 2017).

A partir deste gráfico é possível verificar que a formação de SO_3 no SCR é crescente com o aumento da temperatura de funcionamento. Finalmente, é possível observar para o caso de um catalisador novo, por análise dos gráficos das Figuras 9 e 10, que uma redução teórica de 10 °C, na temperatura média atual dos gases de entrada no SCR (aproximadamente 415 °C), resultaria num valor de 83,5 % para a eficiência de remoção do NO_x , valor ainda superior ao mínimo requerido, e num valor de 0,5 % para a conversão, indesejada, de SO_2 em SO_3 , o que constitui um importante e vantajoso decréscimo relativo face ao valor original, de 0,75 %.

2.2.2 Precipitador Electroestático

O precipitador electroestático (Electrostatic Precipitator - ESP) situado entre o aquecedor de ar rotativo e os ventiladores de tiragem induzida, é responsável por reduzir os níveis de partículas em suspensão, nos gases de combustão que são libertados, para valores abaixo do limite imposto pela legislação.

Este equipamento, representado no esquema da Figura 11, é responsável por carregar eletricamente as partículas em suspensão, presentes no escoamento, devido à ionização da área circundante provocada pela aplicação de uma elevada tensão contínua através das placas de descarga.

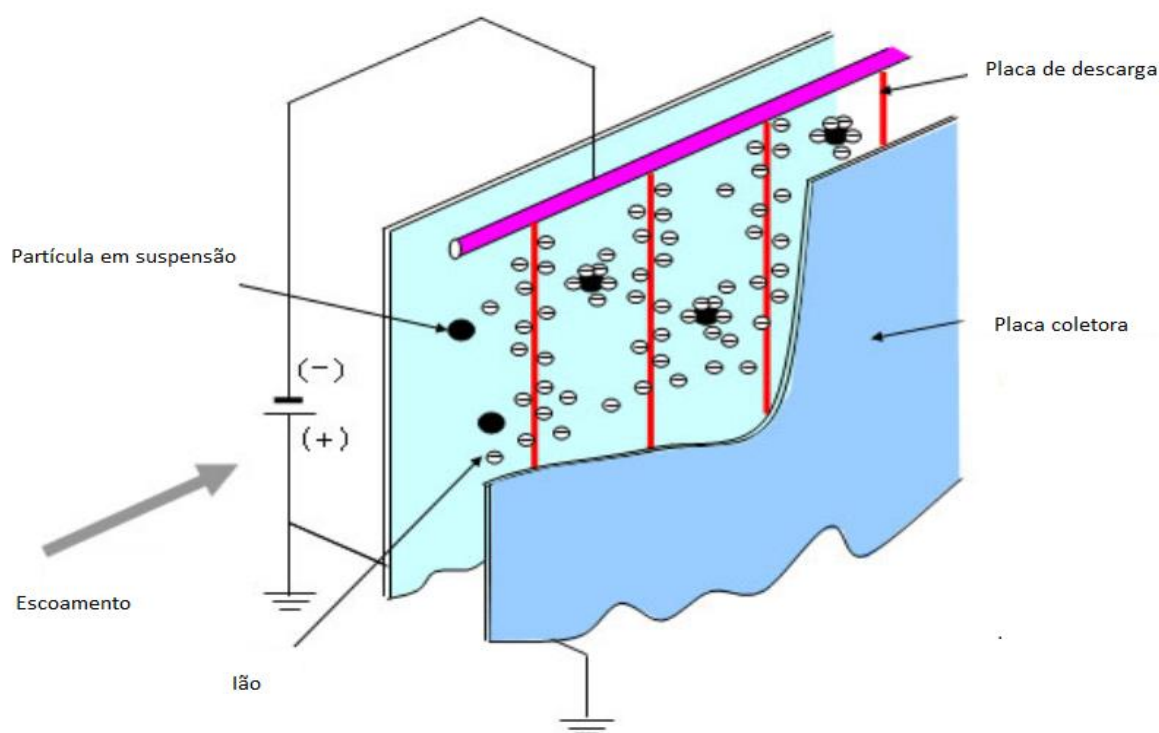


Figura 11- Esquema do precipitador electroestático (Hitachi, 2014).

A atração das partículas carregadas por parte das placas coletoras é consequência do efeito de Coulomb, causado pela presença de um campo elétrico criado entre dois eletrodos metálicos. As camadas de cinza aderentes são removidas das placas por batimentos periódicos, que provocam o seu deslizamento em direção à tremonha de recolha.

Relativamente ao problema em estudo, foi observado que a eficiência do precipitador depende maioritariamente da resistividade elétrica das matérias particuladas. No entanto, a resistividade varia com a composição do carvão queimado e com a temperatura de funcionamento.

Assim, na Figura 12 apresenta-se a curva que representa a variação da eficiência do processo de precipitação, Ef_{ESP} , em função da temperatura dos gases de combustão à entrada do precipitador, T_{ESP} .

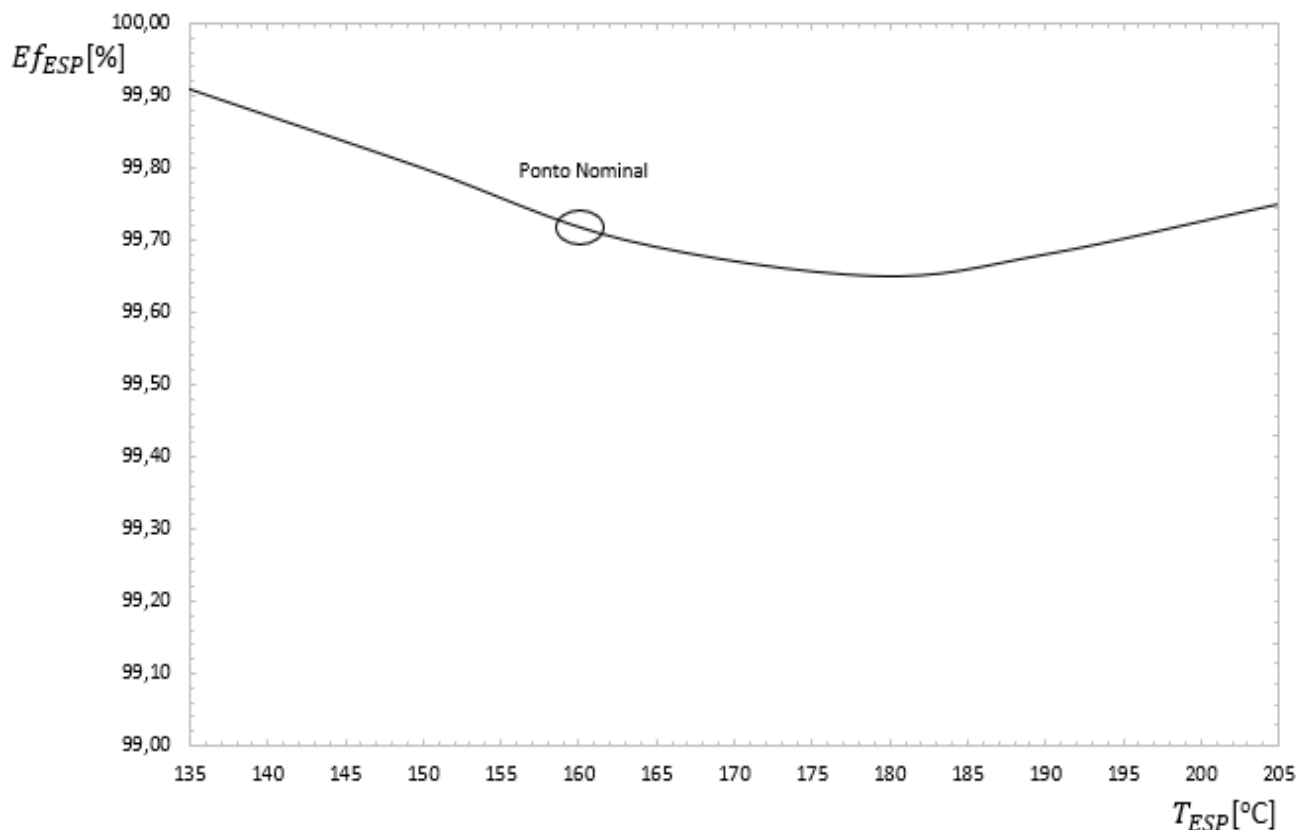


Figura 12- Gráfico da variação de eficiência do precipitador electrostático, em função da temperatura dos gases de exaustão (Darby, 1974).

A curva apresentada foi obtida a partir de dados presentes na literatura para instalações semelhantes ao caso da instalação de Sines. Nunca se tornou necessária a realização de testes para estudar o efeito da temperatura na sua eficiência, visto que o precipitador mesmo a trabalhar fora das condições de projeto apresenta valores de eficiência elevados, relativamente ao requerido. Por observação da Figura 12, é possível observar que uma diminuição de temperatura, relativamente à temperatura atual de 160 °C, se traduz num ligeiro aumento de eficiência.

2.2.3 Dessulfuração

O processo de dessulfuração (Flue Gas Desulfuration - FGD) permite reduzir a emissão de dióxido de enxofre, como também consegue, de uma forma complementar, uma importante redução da quantidade de partículas arrastadas pelos gases de combustão. Por um lado, a instalação de dessulfuração conta, em cada grupo da central, com: um absorvedor; dois ventiladores de tiragem induzida; um aquecedor fumos-fumos (Gas-Gas Heater - GGH), e um circuito de circulação de fumos. Por outro lado, os sistemas de calcário, gesso e água são comuns para todos os grupos.

O escoamento dos gases de exaustão ao longo de todo o circuito de dessulfuração, que impõe uma perda de carga máxima de 36 mbar, é garantido por recurso aos ventiladores de tiragem induzida, que direccionam os gases para a chaminé. O circuito de circulação de fumos é constituído pelas condutas de entrada e saída do absorvedor. Os gases de combustão, provenientes do precipitador electrostático, antes de entrarem no absorvedor são forçados a passar no GGH, de modo a diminuir a temperatura do escoamento, tal como é visível na Figura 13.

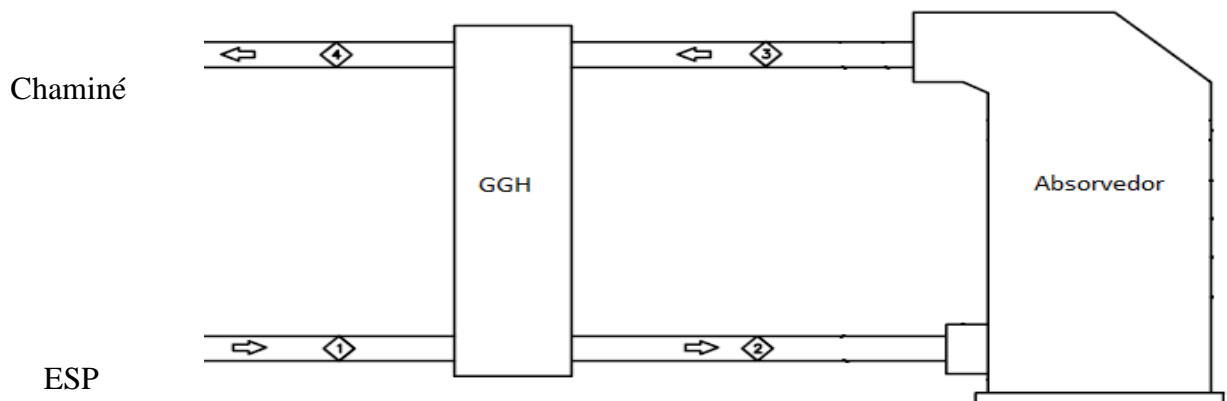


Figura 13- Esquema da instalação.

Os fumos arrefecidos são introduzidos no absorvedor, representado com mais detalhe na Figura 14, em contracorrente com a suspensão de calcário, em água, que é injetada no escoamento em quatro níveis de aspersores, por recurso a bombas de circulação. Este processo é responsável pela retenção do SO_2 , e de substâncias particuladas, na própria suspensão.

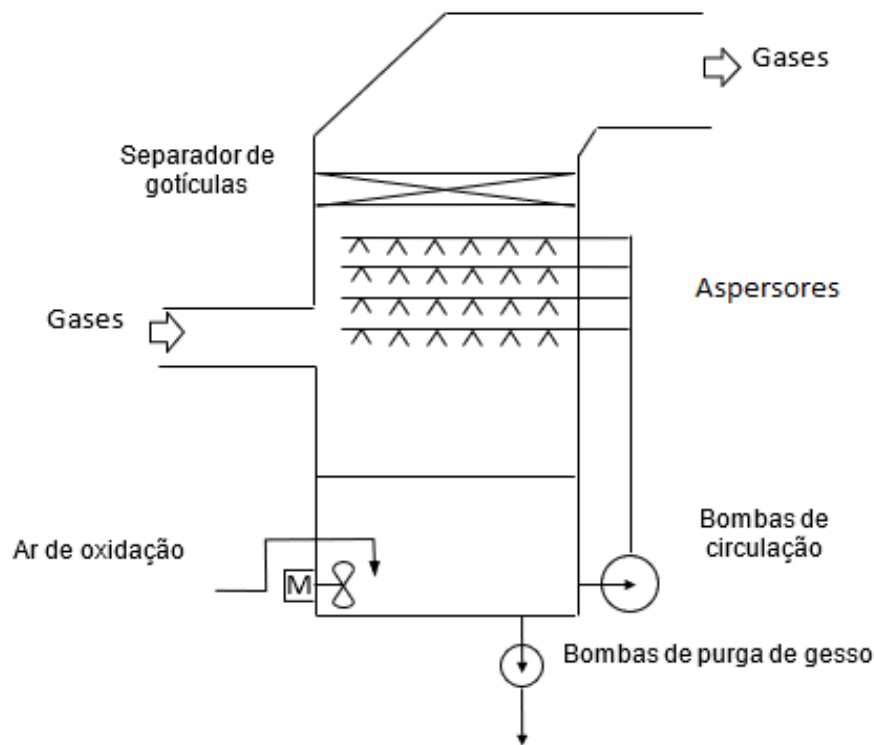
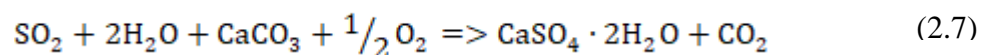


Figura 14- Representação do absorvedor presente do sistema FGD.

De modo a ser possível realizar a reação química de oxidação do SO_2 , equação (2.7), é necessário introduzir ar no tanque de reação, existente na base do absorvedor. Os agitadores presentes no tanque promovem a reação química ao distribuírem o ar pela solução.



Depois da fase de oxidação, é produzida uma suspensão de gesso que é retirada com recurso a bombas de purga. A suspensão de gesso é posteriormente desidratada, de modo a tornar o seu armazenamento e escoamento como produto comercial possível.

Os gases tratados ao saírem do absorvedor atravessam um separador de gotículas, responsável por reter gotículas de água (fase líquida) que acompanham o escoamento, de modo a impedir a sua posterior deposição nas condutas até à chaminé e reduzir as perdas de água.

Finalmente, os gases de exaustão tratados regressam ao aquecedor fumos-fumos (GGH), aumentando novamente a sua temperatura, tal como é visível na Figura 13. O GGH, com as variações de temperatura que impõe aos gases, tem o objetivo de no caso dos gases não tratados: diminuir a sua temperatura, reduzindo a quantidade de água perdida por evaporação no absorvedor; e no caso dos gases tratados: aumentar a sua temperatura, melhorando a tiragem dos mesmos, na chaminé, e minimizando a corrosão das condutas, causada por processos de condensação.

Relativamente ao problema em estudo, foi observado que a eficiência do processo de dessulfuração é praticamente independente da temperatura à entrada do GGH, mantendo um valor constante, de aproximadamente 90 %, ao longo de toda a gama de temperaturas exequível. Isto é possível devido às condições físicas e químicas no interior do absorvedor, que são mantidas constantes, variando a composição e quantidade da suspensão conforme o caso de funcionamento.

Os dados de temperatura ao longo do circuito, para as condições de projeto, estão presentes na Tabela 3, sendo os pontos representados no esquema da Figura 13.

Tabela 3- Valores de temperatura para as condições de projeto (Hitachi, 2008)

| Ponto | Temperatura |
|-------|-------------|
| 1 | 155 °C |
| 2 | 101 °C |
| 3 | 47 °C |
| 4 | 99 °C |

Tal como está referido anteriormente, as condições inerentes ao processo ditam uma temperatura à saída do absorvedor constante, ponto 3, e um valor de eficiência fixo. No entanto, o valor de perda de água por evaporação do processo é dependente da temperatura dos fumos a montante do FGD, ponto 1. Assim, e de modo a analisar este fenómeno, é apresentada na Figura 15 a quantidade de água perdida nos gases de exaustão, \dot{m}_{FGD} , sob forma de vapor de água, em função da temperatura dos gases de combustão à entrada do GGH, T_{FGD} .

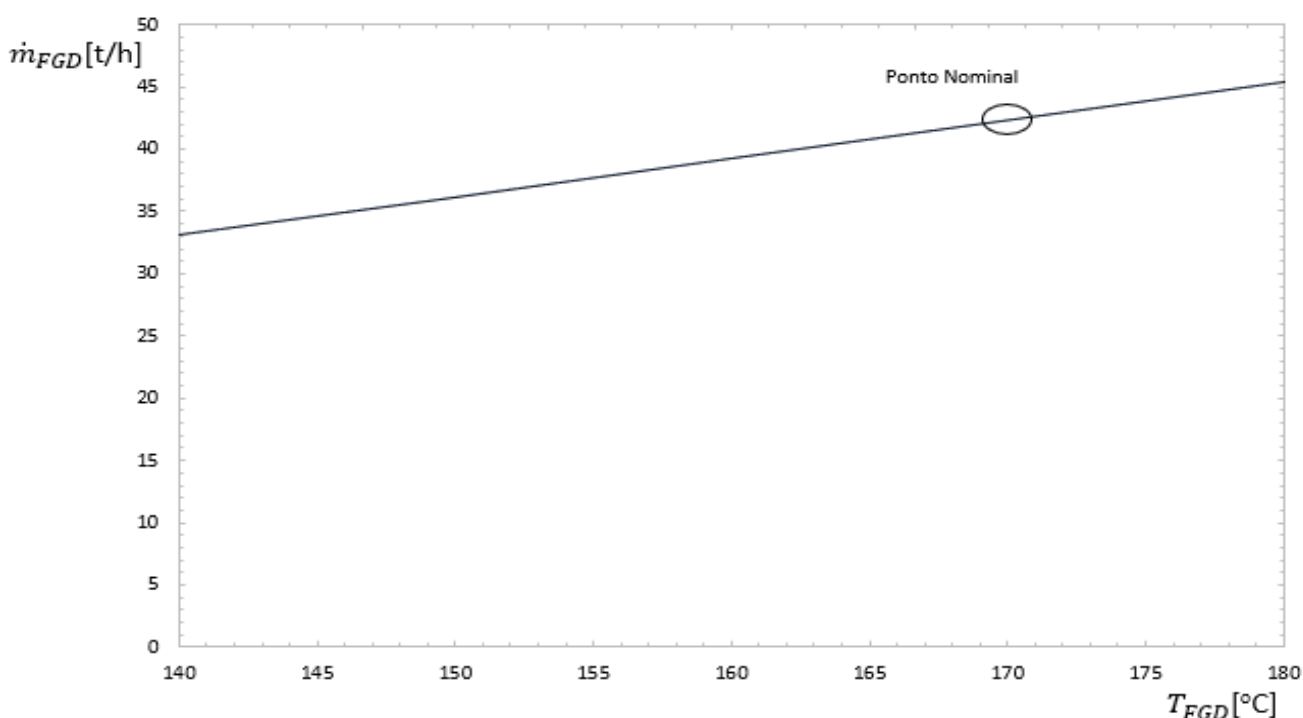


Figura 15- Gráfico que traduz a variação de água perdida, em função da temperatura dos gases de combustão (Hitachi, 2005).

Este gráfico foi construído a partir de dados fornecidos pela EDP Produção. Com base no gráfico, é possível observar que há um acréscimo de vapor de água perdido com o aumento de temperatura, o que é teoricamente esperado. Comparando a temperatura de projeto à entrada do GGH, 155 °C, com a temperatura real, aproximadamente 170 °C, é possível calcular uma diferença de mais 4,63 t/h na quantidade de caudal total de água perdida.

Entre o precipitador electrostático e o sistema de dessulfuração verifica-se uma subida da temperatura dos gases de exaustão, de aproximadamente 160 °C para 170 °C, devido ao efeito secundário provocado pelos ventiladores de tiragem induzida (VTIs), que se encontram entre estes equipamentos.

Seria análogo relacionar a perda de água com a temperatura à entrada do absorvedor, ponto 2, visto que o GGH se encontra otimizado, para a área de transferência de calor que possui, e que a sua eficiência praticamente não varia para os valores de diferença de temperaturas que são testadas neste trabalho.

Assim, em resumo é expectável que, genericamente, uma diminuição da temperatura dos gases de exaustão ao longo dos sistemas de controlo ambiental possibilite: uma diminuição da eficiência de remoção de NO_x; uma diminuição da percentagem de conversão de SO₂ em SO₃ no SCR (com a consequente diminuição da corrosão no permutador de ar rotativo e da corrosão no revestimento das condutas do circuito ar-fumos, bem como da formação de pluma); um aumento de eficiência do ESP e uma diminuição do caudal de água perdida no FGD. Como se verifica nos Capítulos 4 e 5, onde as referidas variações são quantificadas, estas não apresentam um impacto substancial no funcionamento da central.

3 O Software Utilizado e seus Resultados para Plena Carga

Para se proceder à execução do trabalho de otimização em causa foi utilizado o programa *Thermoflow 26*, como ferramenta de simulação para as várias hipóteses a testar. No presente capítulo é apresentado o software, tal como a modelação realizada.

3.1 Software Thermoflow 26

A empresa norte-americana *Thermoflow Inc.*, detentora do programa *Thermoflow 26*, “é líder no desenvolvimento, para a indústria energética, de Softwares de simulação térmica” (*Thermoflow Inc.*, 2018).

Este programa é dotado de vários módulos operacionais, que são utilizados dependendo das necessidades do operador. Para o caso específico da central de Sines, instalação de ciclo a vapor, são utilizados os subprogramas *Steam Pro* e *Steam Master*.

O *Steam Pro* é um subprograma de projeto que produz balanços térmicos, diagramas de fluxo e soluções construtivas preliminares para o equipamento principal, a partir das imposições requeridas pelo utilizador. Este traduz-se por ser a primeira fase de modelação, sacrificando certos detalhes específicos, de modo a agilizar a avaliação de uma elevada gama de opções.

Após análise do comportamento das várias soluções apresentadas pelo *Steam Pro*, o desempenho termodinâmico da configuração escolhida pode ser simulado para condições variáveis de carga e ambientais. Estas simulações são efetuadas em modo fora-de-projeto com recurso ao subprograma *Steam Master*. As variáveis de entrada nesta rotina descrevem o hardware e o sistema de controlo, mas de modo a facilitar a simulação e a afinação de características da instalação, as propriedades de entrada definidas no projeto inicial podem, também nesta rotina, ser editáveis se o utilizador o desejar.

3.2 Modelação do Sistema a Funcionar a Plena Carga

3.2.1 Alterações Introduzidas à Caldeira

De modo a ser possível a realização das simulações desejadas foi disponibilizado um ficheiro para o subprograma *Steam Master*, que tinha por base a Central Termoelétrica de Sines. No entanto, visto que este ficheiro tinha sido aproveitado para, meramente, executar testes na parte referente à produção de trabalho do circuito água-vapor, a modelação da caldeira não foi realizada, tendo o utilizador original deste ficheiro escolhido a opção *grey box*, tal como é visível na interface inicial do programa utilizado que está representada na Figura 16. De referir que a legenda presente no esquema foi adicionada, de modo a facilitar a sua interpretação por parte do leitor.

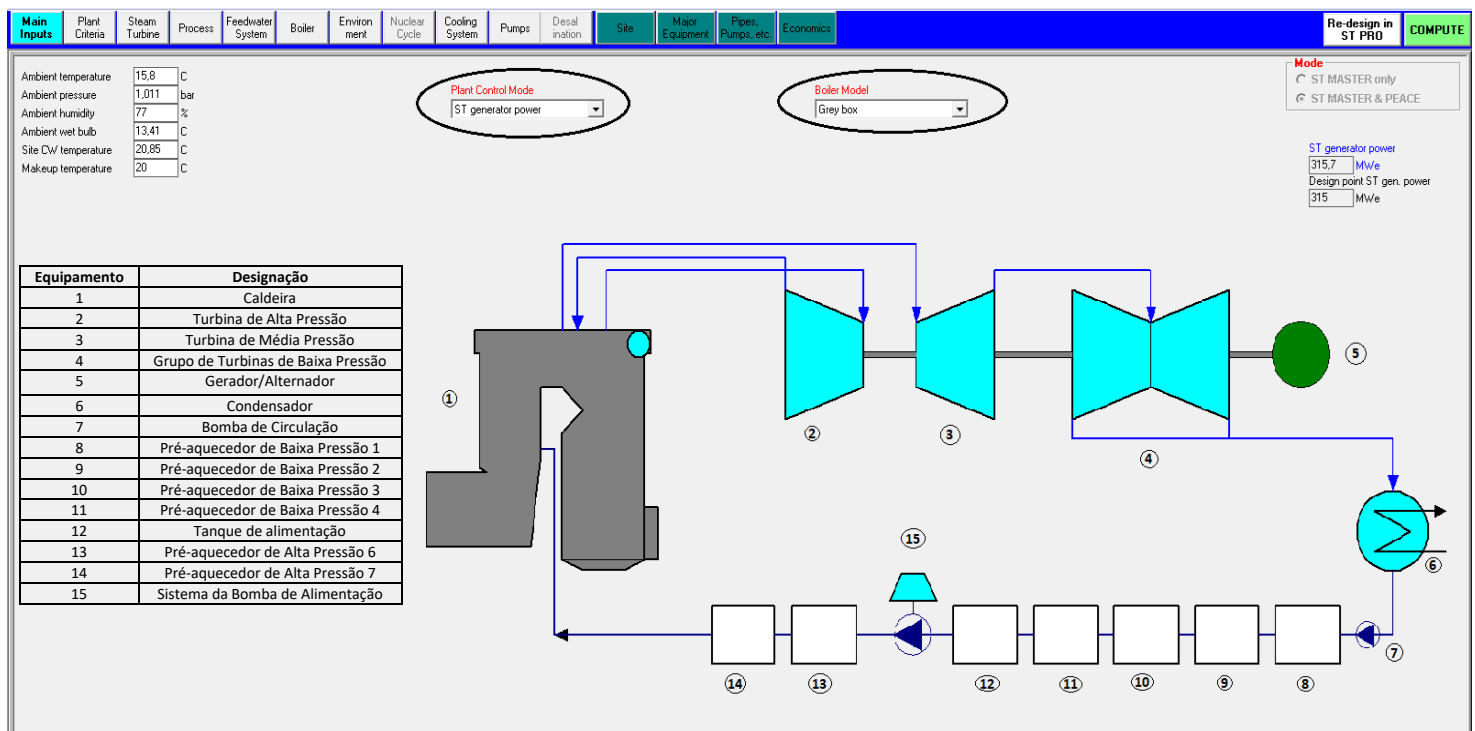


Figura 16- Interface inicial do programa disponibilizado.

A opção *grey box* permite o programa definir a caldeira, de forma automática, tendo em conta as propriedades termodinâmicas desejadas do fluido de trabalho, em cada ponto do circuito água-vapor, para produzir a potência indicada no gerador/alternador. Assim, para cada simulação realizada, os dados da caldeira são adaptados para viabilizar as imposições requeridas.

De forma a tornar as simulações adequadas aos objetivos propostos é necessário definir e fixar as características da caldeira, tendo por base as especificações estruturais, físicas e térmicas do tipo de equipamentos presente na central.

Com recurso ao relatório de projeto da caldeira foi possível preencher os dados relativos a cada componente da mesma, de modo a tornar os equipamentos o mais representativos possível da realidade. Na Figura 17 está presente, em forma de exemplo, a interface que possibilita a introdução dos atributos inerentes ao economizador inferior, enquanto na Tabela 4 é apresentada a comparação entre as áreas reais e as áreas resultantes das geometrias utilizadas.

Estudo do Efeito da Redução da Temperatura nos Gases de Combustão à Saída do Economizador no Ciclo Térmico e nos Sistemas de Controlo Ambiental da Central Termoelétrica de Sines

Figura 17- Janela de caracterização do economizador inferior.

Tabela 4- Comparação entre as áreas reais e as modeladas (EDP, 1986)

| Equipamento | Área Real | Área Steam Master | Erro Relativo |
|-------------------------------|---------------------|---------------------|---------------|
| Conjunto dos Economizadores | 4422 m ² | 4464 m ² | 0,95 % |
| Conjunto dos Sobreaquecedores | 7989 m ² | 8061 m ² | 0,90 % |
| Reaquecedor | 8299 m ² | 8298 m ² | 0,01 % |

No entanto, devido às alterações efetuadas é também necessário definir os valores relativos à distribuição do caudal de água de injeção no conjunto dos dessobreaquecedores e o valor da eficiência da troca de calor no aquecedor de ar rotativo, de modo a que sejam mantidos os desempenhos dos constituintes da central que já estavam implementados no modelo, exemplo das bombas, dos ventiladores, e dos estados termodinâmicos à entrada de cada turbina – de alta e média pressão.

3.2.2 Resultados da Modelação do Sistema a Funcionar a Plena Carga

A partir dos resultados da modelação, é apresentado na Figura 18 o esquema geral, retirado do programa com algumas anotações posteriores, do ciclo água-vapor para as condições de plena carga.

Estudo do Efeito da Redução da Temperatura nos Gases de Combustão à Saída do Economizador no Ciclo Térmico e nos Sistemas de Controlo Ambiental da Central Termoelétrica de Sines

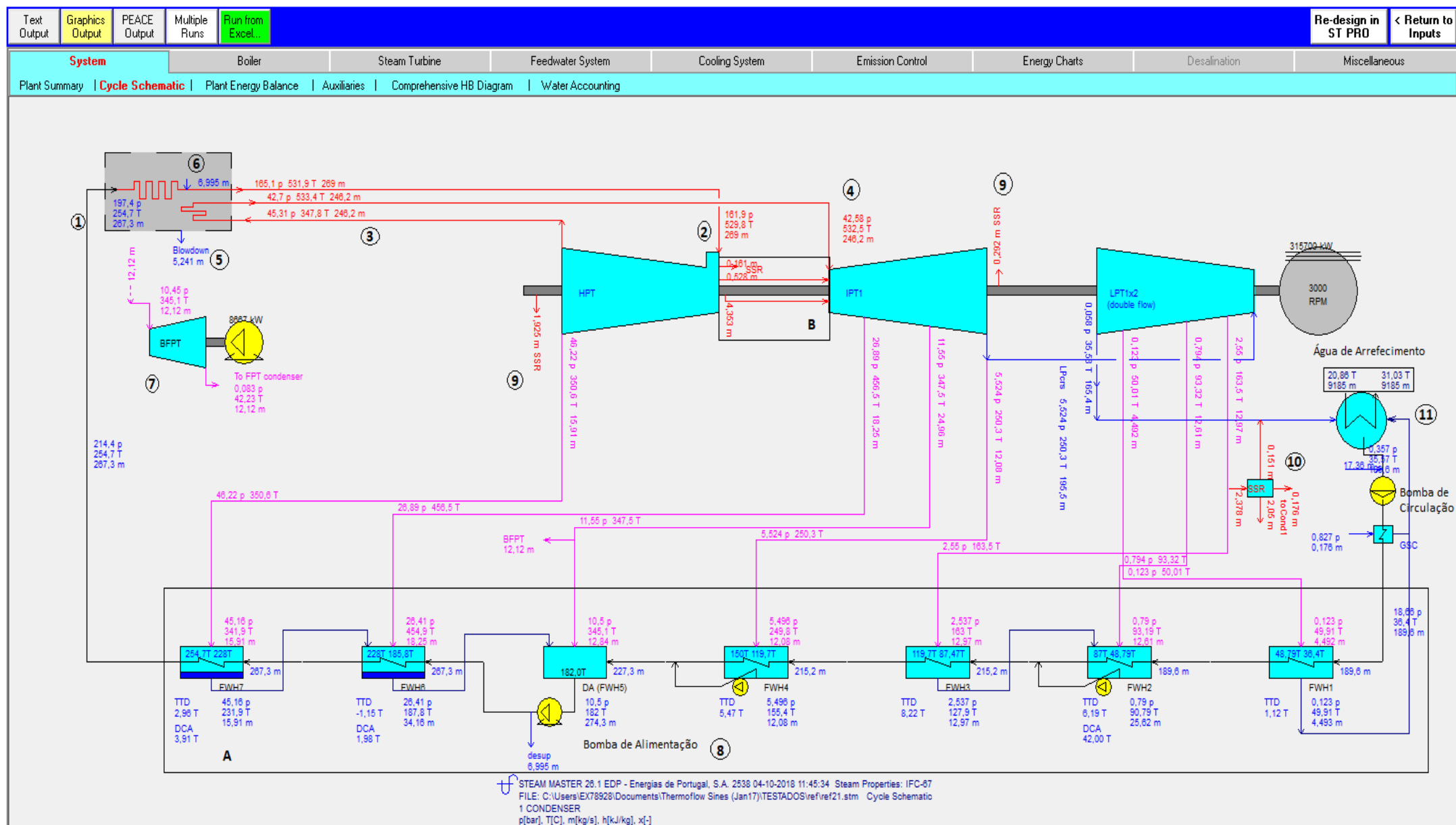


Figura 18- Esquema geral, com os resultados da simulação, referente ao ciclo água-vapor para as condições de plena carga.

Na Figura 18, estão assinalados numericamente os equipamentos e as variáveis que caracterizam os estados do ciclo termodinâmico mais relevantes do circuito água-vapor. O ponto 1 representa o estado termodinâmico à entrada da caldeira, enquanto o ponto 5 indica o caudal de água que sai do barrilete em direção à fornalha. Os pontos 2, 3 e 4 apresentam os estados do vapor à entrada da turbina de alta pressão, à saída da turbina de alta pressão e à entrada da turbina de média pressão, respetivamente. O estado termodinâmico representado pelo ponto 2 está diretamente dependente do caudal de água de injeção, por parte dos dessobreaquecedores, que se encontra presente no ponto 6.

Os aquecedores de água de alimentação (Feed Water Heaters - FWH) numerados de FWH1 até FWH7, presentes no volume de controlo A, representam os pontos do ciclo nos quais ocorre o pré-aquecimento do fluido de trabalho por parte do vapor extraído das turbinas. Estes coincidem, por esta ordem, com os equipamentos identificados na legenda da Figura 16 com a numeração 8 a 14, respetivamente. As siglas TTD e DCA, presentes no volume de controlo A, referem-se à diferença entre a temperatura de saturação do aquecedor e a temperatura de saída da água aquecida, Terminal Temperature Difference, e à diferença entre a temperatura de drenagem e a temperatura de entrada da água a aquecer, Drain Cooler Approach, respetivamente. O escoamento do fluido de trabalho, após condensado, segue o sentido das setas apresentadas até ao desgasificador (Deaerator - DA) antes de ser bombeado, novamente, para a caldeira. O desgasificador, denominado neste esquema também por FWH5, tem a função de permitir a libertação do oxigénio presente na água, mantendo simultaneamente constantes as condições necessárias à entrada da bomba de alimentação, de forma a garantir o bom funcionamento da mesma. De referir que a bomba de alimentação (8) é acionada por uma turbina auxiliar a vapor (Boiler Feed Pump Turbine - BFPT) (7) com um único corpo e com a potência, grosso modo, igual à potência de alimentação da bomba.

No entanto, nem todo o caudal de vapor retirado ao circuito principal tem como objetivo promover o processo regenerativo do ciclo. Os caudais englobados no volume de controlo B, tal como os dois caudais representados por (9), são utilizados como caudais de selagem nas turbinas. O regulador de vapor de selagem (Sealing Steam Regulator - SSR) (10) tem a função de permitir a reintegração de parte do vapor de selagem no circuito de água-vapor.

Após o condensador (11) é adicionada ao circuito a soma da componente do fluido de trabalho proveniente do vapor que foi condensado após sair de (7) com a parcela responsável por equilibrar as perdas do ciclo. O condensador do vapor de selagem (Gland Steam Condenser - GSC) consiste num permutador de calor que aproveita parte do vapor de selagem nas turbinas para aquecimento dos condensados que saem do condensador principal.

Na Figura 19 é apresentado o esquema geral, retirado do programa com algumas anotações posteriores, referente ao circuito ar-fumos, também para as condições de plena carga.

Estudo do Efeito da Redução da Temperatura nos Gases de Combustão à Saída do Economizador no Ciclo Térmico e nos Sistemas de Controlo Ambiental da Central Termoelétrica de Sines

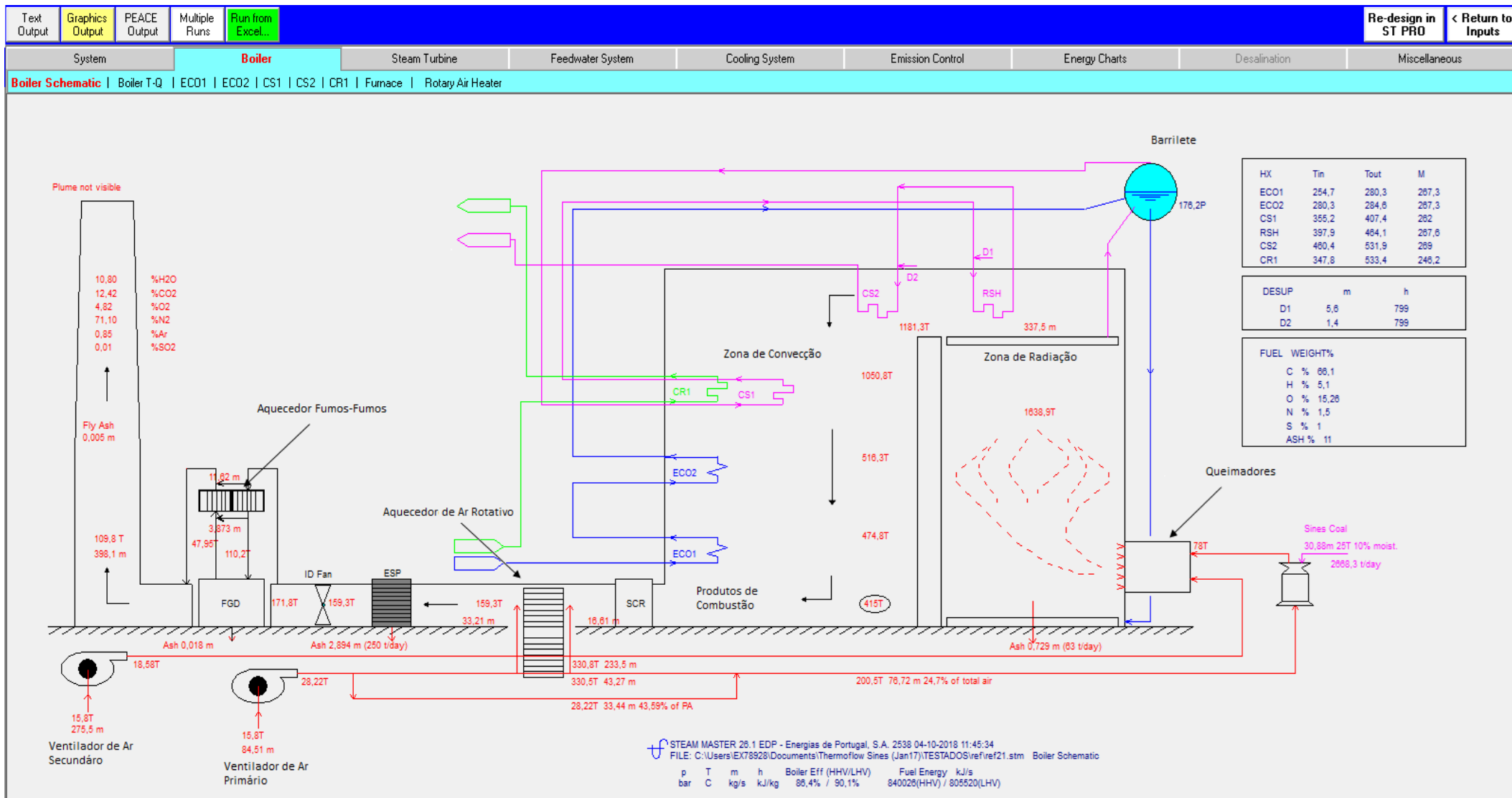


Figura 19- Esquema geral, com resultados da simulação, referente ao circuito ar-fumos para as condições de plena carga.

Na Figura 19, estão legendados os equipamentos e indicadas as temperaturas obtidas mais representativas do circuito ar-fumos. De modo a simplificar a leitura deste diagrama é apresentada a Tabela 5 com a definição de algumas abreviaturas utilizadas.

Tabela 5- Definição das abreviaturas

| Abreviatura | Definição |
|-------------|--|
| ECO1 | Economizador Inferior (Economizer 1) |
| ECO2 | Economizador Superior (Economizer 2) |
| CS1 | Sobreaquecedor Primário (Convective Superheater 1) |
| RSH | Sobreaquecedor Secundário (Radiant Superheater) |
| CS2 | Sobreaquecedor Final (Convective Superheater 2) |
| CR1 | Reaquecedor (Convective Reheater) |
| D1 | Água de Injeção do Dessobreaquecedor antes do Sobreaquecedor Secundário (Desuperheating Water 1) |
| D2 | Água de Injeção do Dessobreaquecedor antes do Sobreaquecedor Final (Desuperheating Water 2) |

O circuito ar-fumos, tal como está referido anteriormente, inicia-se nos ventiladores de ar primário e secundário, responsáveis pela admissão do ar necessário à queima do carvão pulverizado, na fornalha. Os produtos da combustão seguem as setas pretas representadas na Figura 19 até à saída da caldeira, trocando calor com o fluido de trabalho nos permutadores esquematizados. Os sistemas de controlo ambiental, juntamente com o tipo de carvão e o valor do excesso de ar (aproximadamente, 15 %), são responsáveis pela composição molecular dos gases de exaustão presente no diagrama.

De referir, apenas para interpretação do esquema, que nos dois aquecedores, fumos-fumos (GGH) e de ar rotativo, indicados na Figura 19, as setas perpendiculares aos seus eixos representam os caudais de fuga existentes.

De modo a tornar a leitura dos resultados mais fácil, e para que o leitor tenha a perceção do erro dos dados calculados pelo programa face às características e balanços reais da central, são apresentados na Tabela 6 os valores mais importantes para o trabalho em questão, sendo que os valores de referência reais apresentados foram retirados de um relatório de ensaios disponibilizado pela empresa. De mencionar que a elevada variabilidade, no modo de funcionamento da central, obrigou a escolher valores relativos a um período em que esta se encontrava a trabalhar à plena carga, para que seja possível realizar a comparação pretendida. A informação presente nesta tabela serve de validação da modelação realizada, permitindo que a partir deste modelo sejam testadas as simulações necessárias, de modo a se alcançarem os objetivos do presente trabalho.

Tabela 6- Comparação entre os valores reais (EDP, 2006) e os valores resultantes da modelação

| Propriedade | Valor Real | Valor Steam Master | Erro Relativo |
|--|------------|--------------------|---------------|
| Potência Bruta | 316,0 MW | 315,7 MW | 0,09 % |
| Consumo de Combustível | 115,0 t/h | 111,2 t/h | 3,30 % |
| Temperatura dos Gases de Exaustão à Saída da Caldeira | 415,0 °C | 415,0 °C | 0,00 % |
| Caudal de Vapor à Entrada da Turbina de Alta Pressão | 990,0 t/h | 968,5 t/h | 2,17 % |
| Caudal de Vapor à Entrada da Turbina de Média Pressão | 896,0 t/h | 886,2 t/h | 1,09 % |
| Temperatura de Vapor à Entrada da Turbina de Alta Pressão | 529,0 °C | 529,8 °C | 0,15 % |
| Temperatura de Vapor à Entrada da Turbina de Média Pressão | 530,0 °C | 532,5 °C | 0,47 % |
| Pressão de Vapor à Entrada da Turbina de Alta Pressão | 163,0 bar | 161,9 bar | 0,67 % |
| Pressão de Vapor à Entrada da Turbina de Média Pressão | 44,0 bar | 42,6 bar | 3,18 % |

4 Estudo do Impacto de Alterações Funcionais na Redução da Temperatura dos Gases de Exaustão

No presente capítulo são desenvolvidas e explicadas as simulações realizadas no software *Thermoflow 26*, que permitem estudar o impacto de alterações funcionais que influenciam diretamente a temperatura dos gases de exaustão.

4.1 Estudo do Efeito da Temperatura da Mistura do Carvão Pulverizado com o Ar Primário à Entrada dos Queimadores

A introdução de carvão na fornalha é precedida e dependente da combinação do circuito de carvão com o circuito de ar-fumos no moinho, tal como está referido na secção 1.4. No caso da central de Sines, é utilizado um tipo de moagem vertical, que é sumariamente descrito na Figura 20 por recurso à representação esquemática deste processo.

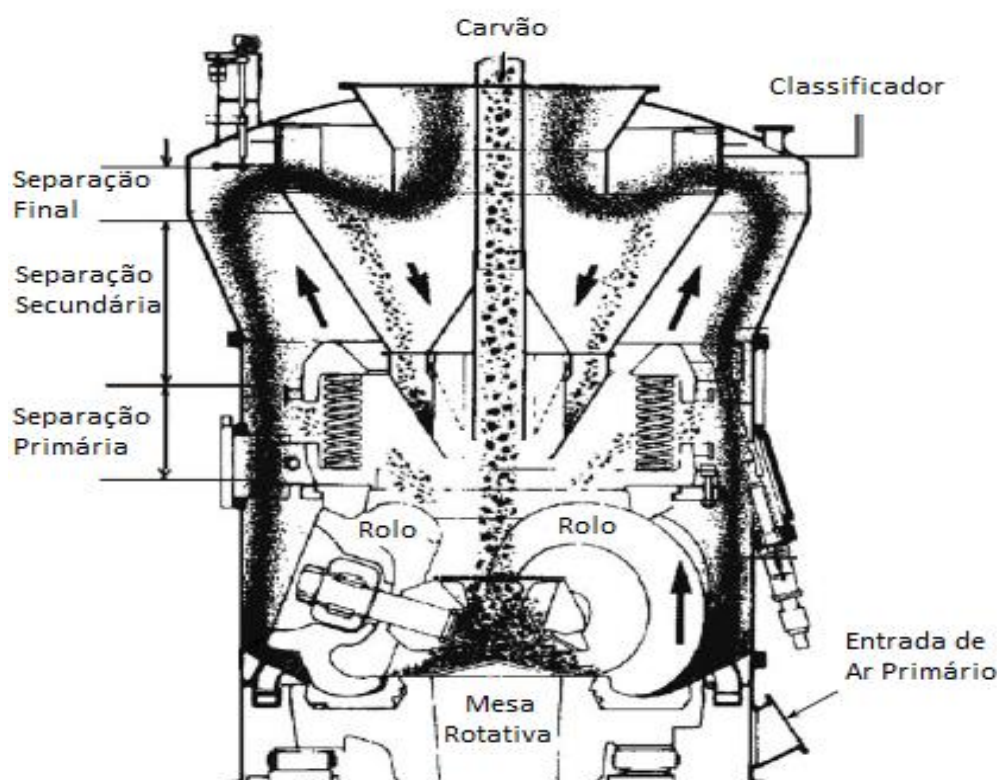


Figura 20- Representação esquemática do processo de moagem (Rayaprolu, 2009).

O carvão, proveniente dos alimentadores, é descarregado sobre a mesa rotativa, presente no coração do moinho. Devido à força centrífuga imposta pela rotação da mesa, as partículas de carvão são encaminhadas para os rolos hidráulicos, de modo a sofrerem moagem. A admissão de ar primário, de forma periférica, permite a ocorrência de um escoamento vertical de carvão moído, em suspensão, em direção ao classificador. A separação das partículas mais pesadas do escoamento criado é realizada em três fases sucessivas. Tanto a separação primária como a secundária são consequência da ação gravítica sobre os fragmentos, enquanto a separação final ocorre devido a uma mudança de direção do escoamento no classificador. Estes processos de filtragem obrigam à recirculação das partículas separadas, para que sofram novamente moagem na mesa rotativa até apresentarem o tamanho ideal para o processo de combustão a jusante. “De referir que a secagem do carvão pulverizado ocorre, de forma gradual, ao longo de todo o escoamento vertical” (Rayaprolu, 2009).

A temperatura vigente à saída do moinho é consequência da temperatura do ar primário injetado. Tal como é visível a partir da Figura 21, que representa parte do circuito retirado da Figura 19, uma percentagem do ar primário admitido é submetida a um aumento de temperatura por parte dos gases de combustão, no aquecedor de ar rotativo.

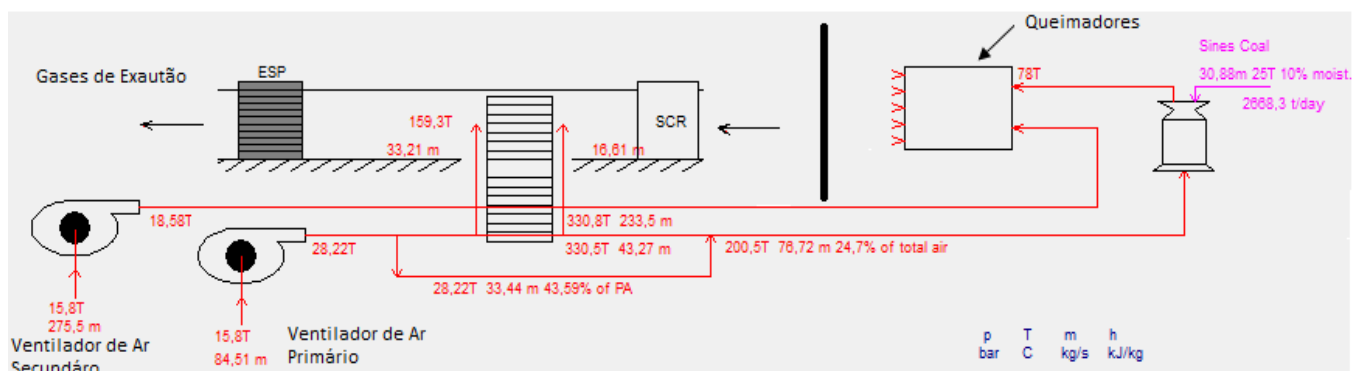


Figura 21- Corte do esquema da Figura 19.

Deste modo, o estudo deste aquecimento permite analisar a influência desta variável de entrada - percentagem de caudal de ar primário que passa no aquecedor de ar rotativo, $AP_{Aquecido}$ - na temperatura da mistura do carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores, e consequentemente no funcionamento da central e na temperatura dos gases de exaustão. A partir da modelação da central criada anteriormente, são enumeradas na Tabela 7 as propriedades que são posteriormente analisadas.

Tabela 7- Propriedades retiradas da modelação inicial

| Propriedade | Valor do Modelo |
|--|-----------------|
| Percentagem de Ar Primário que Sofre Aquecimento | 56,41 % |
| Temperatura da Mistura à Entrada dos Queimadores | 78 °C |
| Temperatura à Entrada do SCR | 415,0 °C |
| Temperatura à Entrada do ESP | 159,3 °C |
| Eficiência da Central | 36,68 % |

Assim, é apresentada primeiramente, na Figura 22, a variação da temperatura da mistura de carvão com o ar primário à entrada dos queimadores, $T_{Queimadores}$, em função da percentagem de ar primário que sofre aquecimento ao escoar pelo aquecedor de ar rotativo, $AP_{Aquecido}$. Esta relação foi obtida com recurso ao software *Thermoflow*, mantendo-se todas as outras variáveis de funcionamento definidas aquando da modelação realizada no Capítulo 3.

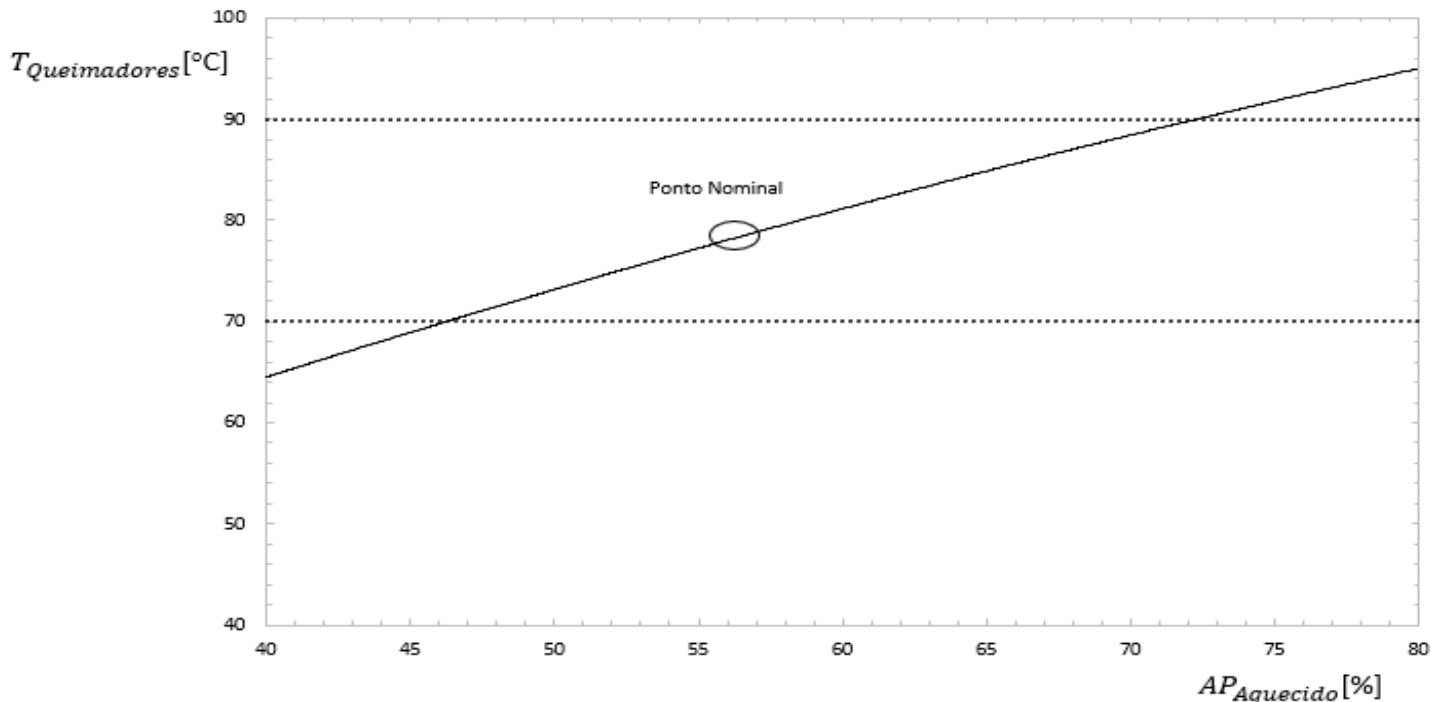


Figura 22- Variação da temperatura da mistura de carvão com o ar primário à entrada dos queimadores, em relação à percentagem de ar primário que sofre aquecimento, ao escoar pelo aquecedor de ar rotativo.

Apesar do intervalo de valores representado, o tipo de carvão utilizado impõe uma gama de temperaturas fixa à saída do moinho, cujos limites também se encontram traçados no gráfico. O limite superior dessa gama é imposto para prevenir o perigo de incêndio a montante dos queimadores, enquanto o limite inferior é delineado para que não ocorra a possível e indesejável condensação de humidade remanescente no carvão pulverizado ao longo dos tubos de ligação, entre o moinho e os queimadores. Os limites inferior e superior retirados da literatura para carvão betuminoso com aproximadamente 30 % de matéria volátil, caso existente em Sines, são 70 °C e 90 °C, respetivamente (Rayaprolu, 2009).

Visto que são estas temperaturas que ditam os limites máximo e mínimo do estudo, os próximos gráficos estão expressos segundo esta variável. Caso seja do interesse do leitor traduzir os resultados, mostrados seguidamente, em relação à percentagem de caudal de ar primário que passa no aquecedor de ar rotativo, $AP_{Aquecido}$, basta comparar e cruzar os dados finais com auxílio dos valores do gráfico da Figura 22.

Assim, são apresentadas nas Figuras 23, 24 e 25 as variações da eficiência da central, $Ef_{Central}$, da temperatura dos gases à entrada do SCR, T_{SCald} , e da temperatura dos gases à entrada do precipitador electrostático, T_{ESP} , respetivamente, em função da temperatura à entrada dos queimadores, $T_{Queimadores}$.

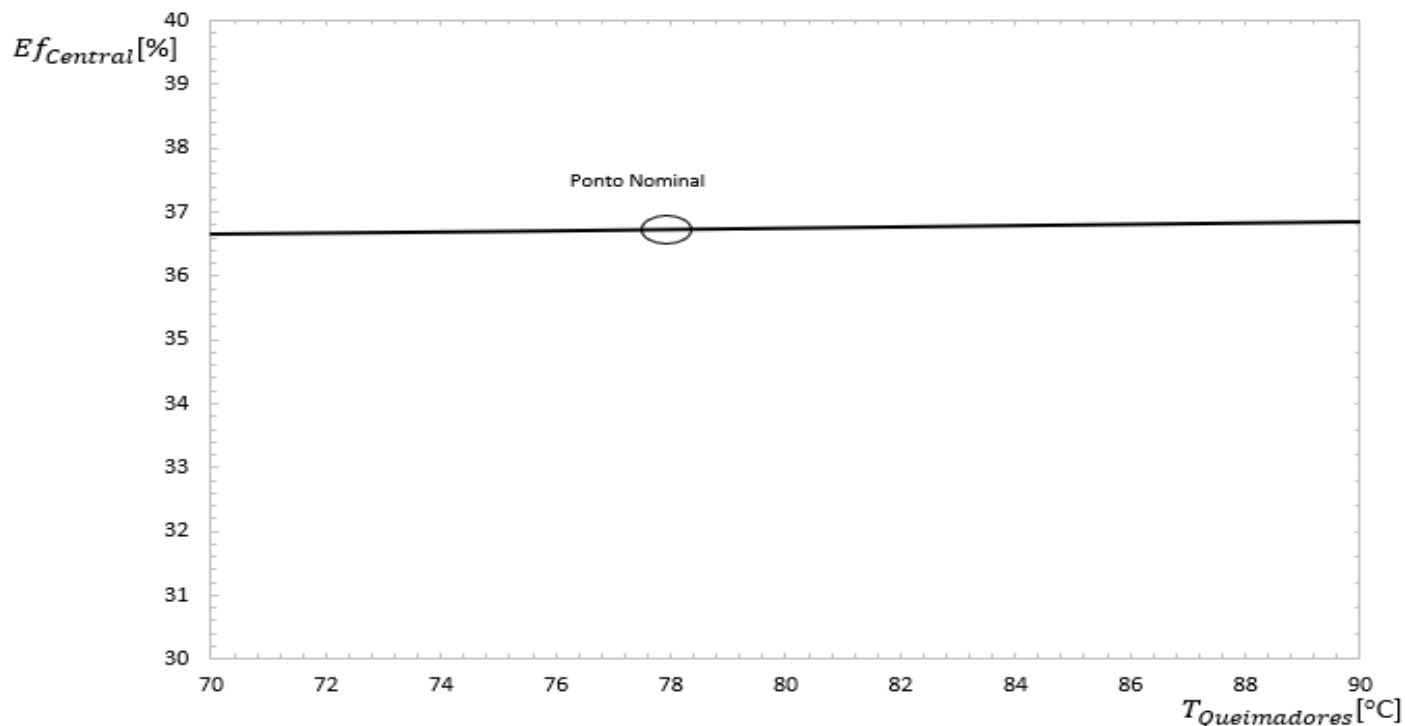


Figura 23- Variação da eficiência da central, em função da temperatura à entrada dos queimadores.

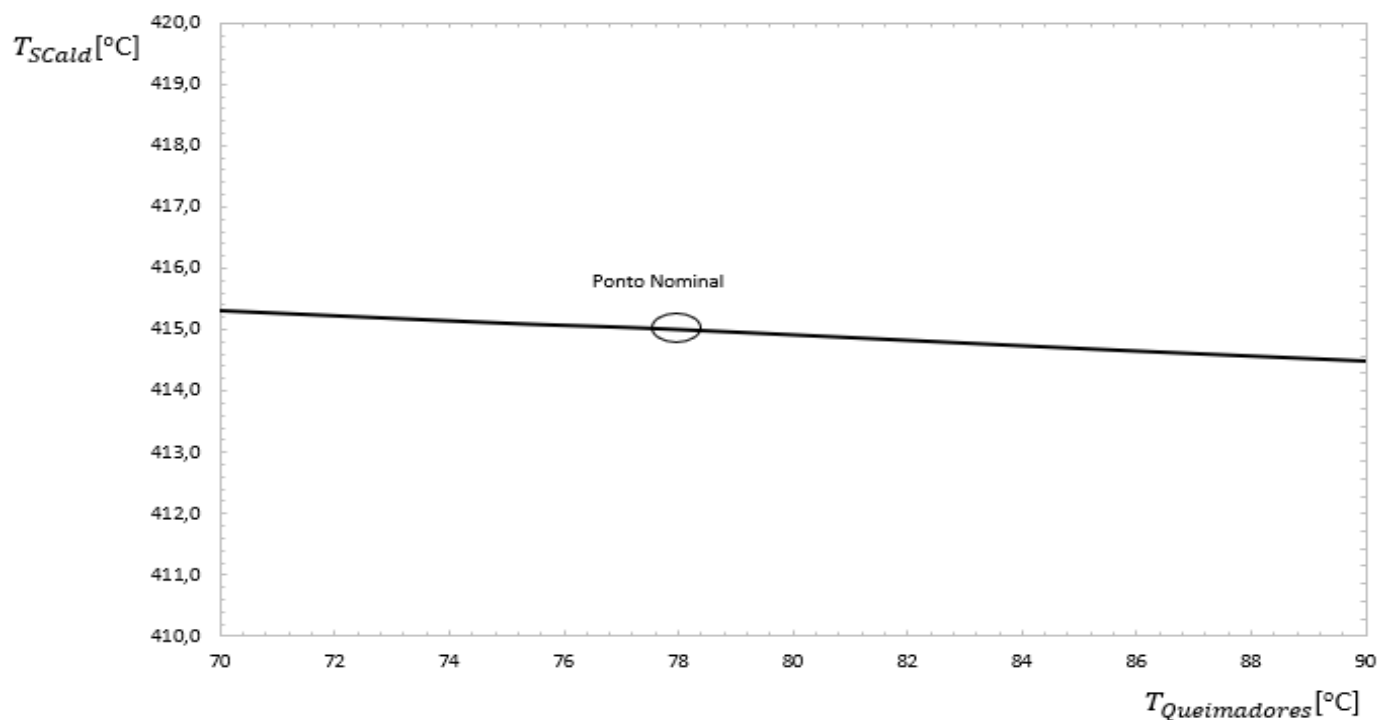


Figura 24- Variação da temperatura dos gases à entrada do SCR, em função da temperatura à entrada dos queimadores.

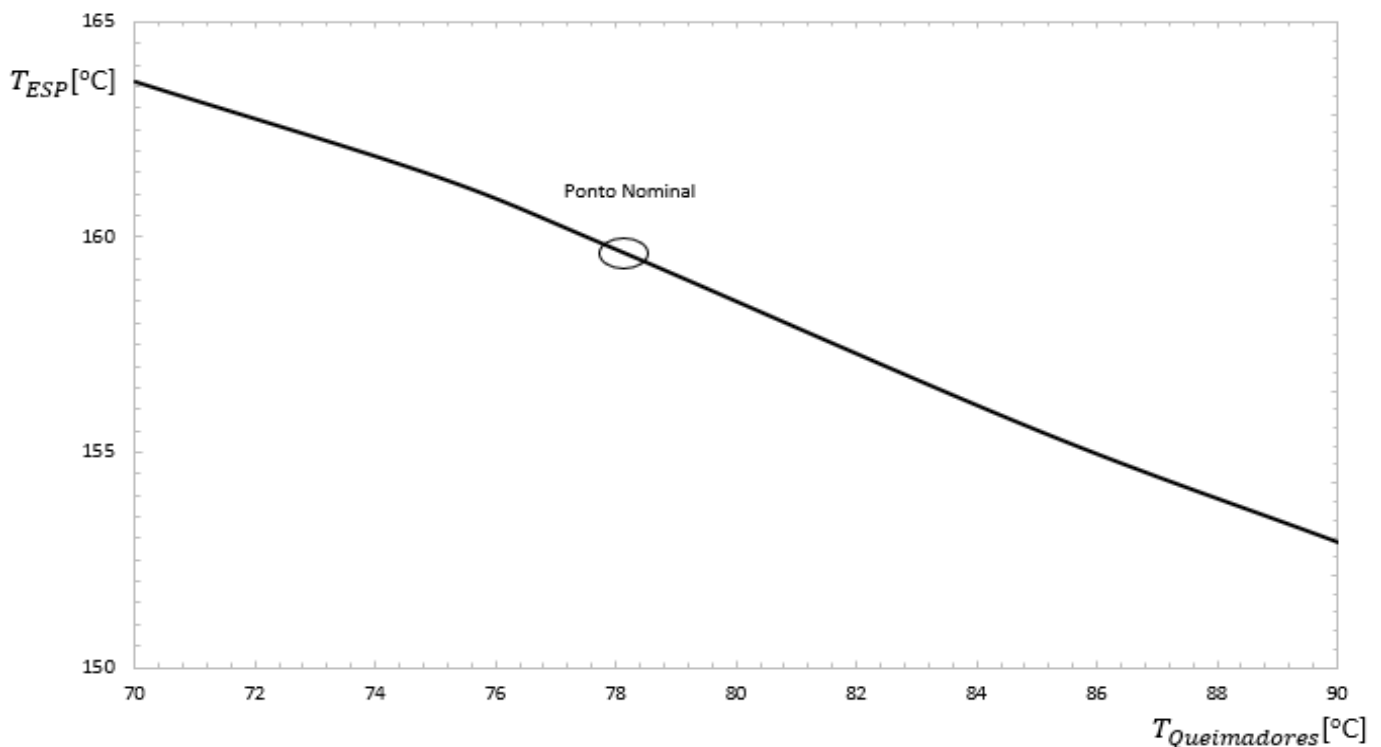


Figura 25- Variação da temperatura dos gases à entrada do ESP, em função da temperatura à entrada dos queimadores.

O ligeiro acréscimo da eficiência com o aumento da temperatura à entrada dos queimadores, visível pelo comportamento do gráfico da Figura 23, é relativo a um maior aproveitamento de energia presente nos gases de exaustão, por parte do sistema no aquecedor de ar rotativo, que se traduz numa diminuição do combustível necessário.

Relativamente aos gráficos das Figuras 24 e 25, a diminuição da temperatura dos gases à entrada do SCR é pouco significativa em comparação com a diminuição da temperatura dos gases à entrada do precipitador electrostático, com o aumento da temperatura à entrada dos queimadores.

Por um lado, a evolução da T_{SCald} , Figura 24, é resultado de um melhor processo de queima potenciado pelo aumento da temperatura da mistura nos queimadores. Tal efeito permite a obtenção de um aumento da eficiência da caldeira e, consequentemente, de um menor caudal de reagentes/produtos. O facto de se trabalhar a carga nominal com um caudal de produtos de combustão menor permite alcançarem-se temperaturas mais baixas à saída da caldeira.

Por outro lado, a evolução da T_{ESP} , Figura 25, é explicada, principalmente, pelo facto de se forçar a ocorrência de um incremento de caudal de ar primário a fluir pelo aquecedor de ar. Esta imposição faz com que a transferência de calor por parte dos gases de combustão, neste equipamento, também aumente, justificando a sua redução de temperatura.

Apesar da alteração da percentagem da quantidade de caudal de ar primário aquecido, $AP_{Aquecido}$, a variação do desempenho dos equipamentos auxiliares, como é o caso dos moinhos, aquecedor de ar rotativo e queimadores, é irrisória para os valores testados. Assim, o aumento da temperatura da mistura de carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores não promove nenhum impacto negativo no funcionamento da central.

Concluindo, um aumento da temperatura da mistura ar-combustível à entrada dos queimadores de 78 °C, valor atual, para 85 °C (valor escolhido de modo a manter-se uma margem de segurança relativamente ao valor máximo possível, que é de 90 °C) permitiria diminuir a temperatura dos gases de exaustão à saída da caldeira de 415,0 °C para 414,7 °C e a temperatura, dos mesmos gases, à entrada do precipitador electrostático de 159,3 °C para 155,5 °C, tal como é possível observar por leitura dos gráficos da Figuras 24 e 25. Tal alteração, como está referido anteriormente, possibilitaria uma diminuição do caudal de produtos de combustão, que se traduziria em cerca de 60 kW de poupança no trabalho necessário durante o processo de ventilação induzida, representando uma diminuição de, aproximadamente, 1 % do consumo total do mesmo.

Assim, relativamente ao caso do SCR, esta modificação traduzir-se-ia numa diminuição da eficiência de remoção de NO_x, de 84,00 % para 83,98 %, e numa diminuição da percentagem de conversão de SO₂ em SO₃, de 0,75 % para 0,73 %, por análise dos gráficos das Figuras 9 e 10, respetivamente.

Para o caso do ESP esta variação produziria um aumento de eficiência, de 99,72 % para 99,76 %, enquanto para o FGD - que apesar de não se apresentar representado graficamente, uma redução da temperatura à entrada do GGH, de 171,8 °C para 167,8 °C, provocada pela variação de temperatura à saída dos moinhos - representaria uma diminuição do caudal de água perdida, de 42,81 t/h para 41,63 t/h, por análise dos gráficos das Figuras 12 e 15, respetivamente.

Por fim, tal alteração funcional permitiria um aumento do valor da eficiência da central de 36,68 % para 36,75 %, que se traduziria numa poupança em combustível por grupo de, aproximadamente, 130 000 € anuais (valor relativo a uma diminuição do consumo de carvão de 1857 toneladas) e numa redução anual por grupo de, aproximadamente, 4494 toneladas de CO₂ libertado.

4.2 Estudo do Efeito da Variação da Potência Transferida na Zona de Radiação em Virtude da Ação de Limpeza dos Sopradores

Tal como está referido na secção 1.4, os sopradores apresentam um papel preponderante no processo de melhoria da transferência de calor entre os circuitos ar-fumos e água-vapor.

No entanto, a injeção de vapor, a partir dos sopradores, traduz-se na perda de energia útil. Este facto, aliado à erosão dos tubos, provoca a necessidade de se ponderar os ciclos de trabalho, aquando da sua utilização.

Assim, e de modo a futuramente se introduzir um sistema automatizado que permita o controlo dos sopradores, e consequentemente um ciclo de sopragem mais eficiente, é realizado um estudo relativo ao efeito da alteração da potência transferida entre os circuitos ar-fumos e água-vapor, implicitamente causada pelo efeito dos sopradores, na temperatura dos gases de combustão. Esta análise, realizada por recurso ao software *Thermoflow 26*, remete-se ao efeito dos sopradores na transferência de calor nos permutadores afetados pela zona de radiação, visto ser a parte crítica da caldeira.

Na Tabela 8 estão indicados os valores das propriedades para o caso do modelo de referência, descrito no Capítulo 3 (situação atual), necessários para esta análise.

Tabela 8- Propriedades retiradas da modelação inicial necessárias para esta análise

| Propriedade | Valor do Modelo |
|--|-----------------|
| Temperatura à Saída da Caldeira | 415,0 °C |
| Caudal de Água Injetado nos Dessobreaquecedores | 7,00 kg/s |
| Transferência de Calor nos Tubos das Paredes da Fornalha | 336,2 MW |
| Transferência de Calor no Sobreaquecedor Secundário | 71,8 MW |
| Transferência de Calor no Sobreaquecedor Final | 57,7 MW |

De referir que os resultados descritos seguidamente foram obtidos apenas alterando, isoladamente, a deposição e formação de incrustações no exterior dos tubos de um permutador de calor por simulação, respeitando as propriedades do vapor à entrada das turbinas de alta e média pressão, assim como o funcionamento de todos os equipamentos que se encontram implementados no modelo.

Os gráficos das Figuras 26 e 27 apresentam a variação da temperatura à saída da caldeira, T_{SCald} , e da quantidade de água injetada pelos dessobreaquecedores, \dot{m}_{DES} , respetivamente, em função da variação da potência térmica trocada em virtude da ação de limpeza dos sopradores nos tubos das paredes da fornalha, $\dot{Q}_{Fornalha}$.

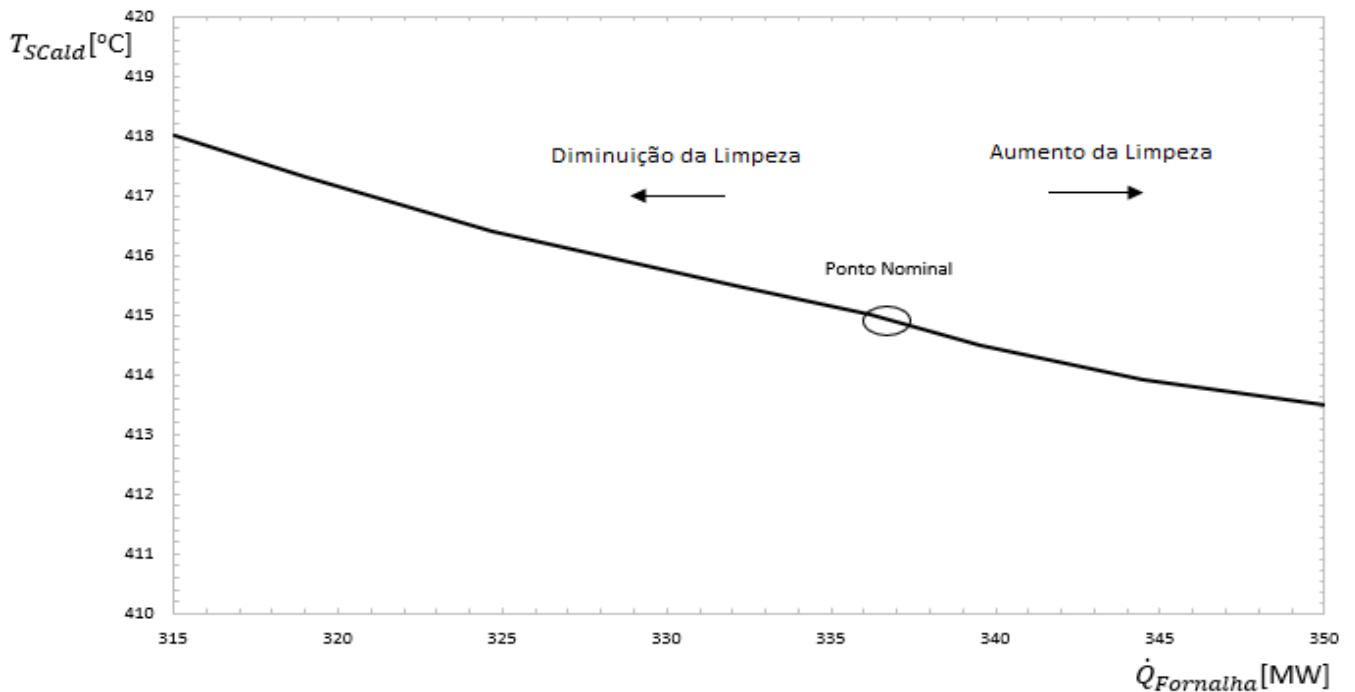


Figura 26- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor nos tubos das paredes da fornalha.

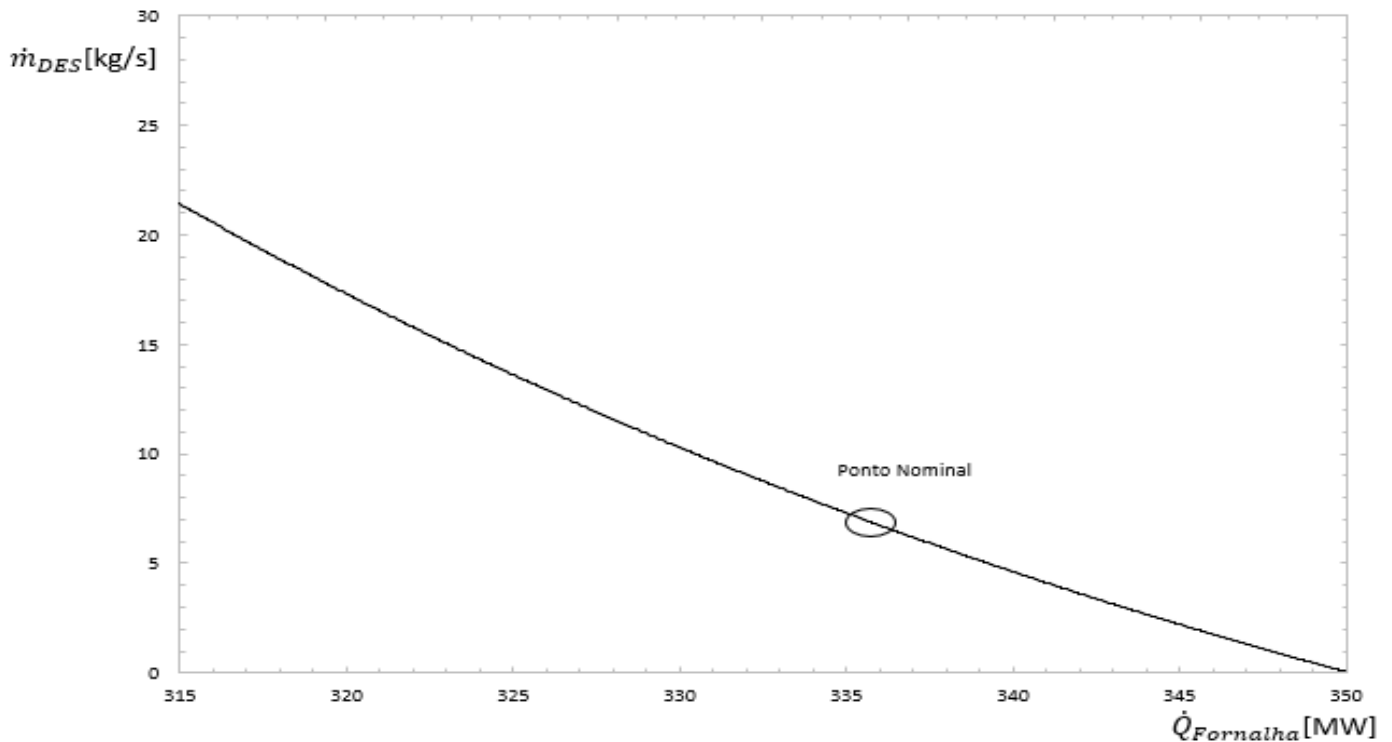


Figura 27- Variação da quantidade de água injetada pelos dessobreaquecedores, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor nos tubos das paredes da fornalha.

Por análise do gráfico da Figura 26 é perceptível que um aumento da potência transferida para o fluido de trabalho na fornalha, potenciada por uma melhor limpeza dos tubos deste permutador de calor, impõe uma diminuição da temperatura à saída da caldeira, tal como seria espectável face às características dos outros permutadores permanecerem constantes. O facto de os gases se encontrarem menos quentes à entrada do conjunto dos sobreaquecedores (local onde se encontram os dessobreaquecedores), com o aumento da transferência de calor na fornalha, dificulta a obtenção do estado termodinâmico necessário à entrada da turbina de alta pressão, apesar de se obter mais facilmente o estado de vapor saturado à saída do barrilete. Perante isto, é necessário reduzir a quantidade de caudal de injeção, \dot{m}_{DES} , com o aumento da transferência de calor, evolução do gráfico da Figura 27, de modo a compensar este fenómeno.

Os gráficos são apresentados tendo em conta apenas o intervalo de valores da potência transferida relativo à gama de valores de caudais de injeção possível, que é fixa e proposta pela literatura (Rayaprolu, 2009). Por um lado, o limite superior desta gama, 315 MW, equivale a 8 % do caudal total à saída da caldeira, 21,5 kg/s para o caso em estudo, de modo a prevenir o possível choque térmico nos tubos do circuito de água-vapor e para se assegurar que todas as partículas de água injetada se vaporizam completamente, de forma rápida. Por outro lado, o limite inferior desta gama, 350 MW, é definido, teoricamente, para um caudal de injeção nulo. No entanto, o processo de injeção trata-se de um procedimento de segurança inerente e obrigatório, não sendo possível alcançar este limite inferior. As setas apresentadas no gráfico da Figura 26 representam o deslocamento do ponto de funcionamento face à limpeza por parte dos sopradores e, apesar de não representadas, são válidas para todos os gráficos desta secção.

Os gráficos das Figuras 28 e 29 apresentam a variação da temperatura à saída da caldeira, T_{Scald} , e da quantidade de água injetada pelo conjunto dos dessobreaquecedores, \dot{m}_{DES} , respetivamente, em função da variação da potência térmica trocada em virtude da ação de limpeza dos sopradores nos tubos do sobreaquecedor secundário, $\dot{Q}_{Secundário}$.

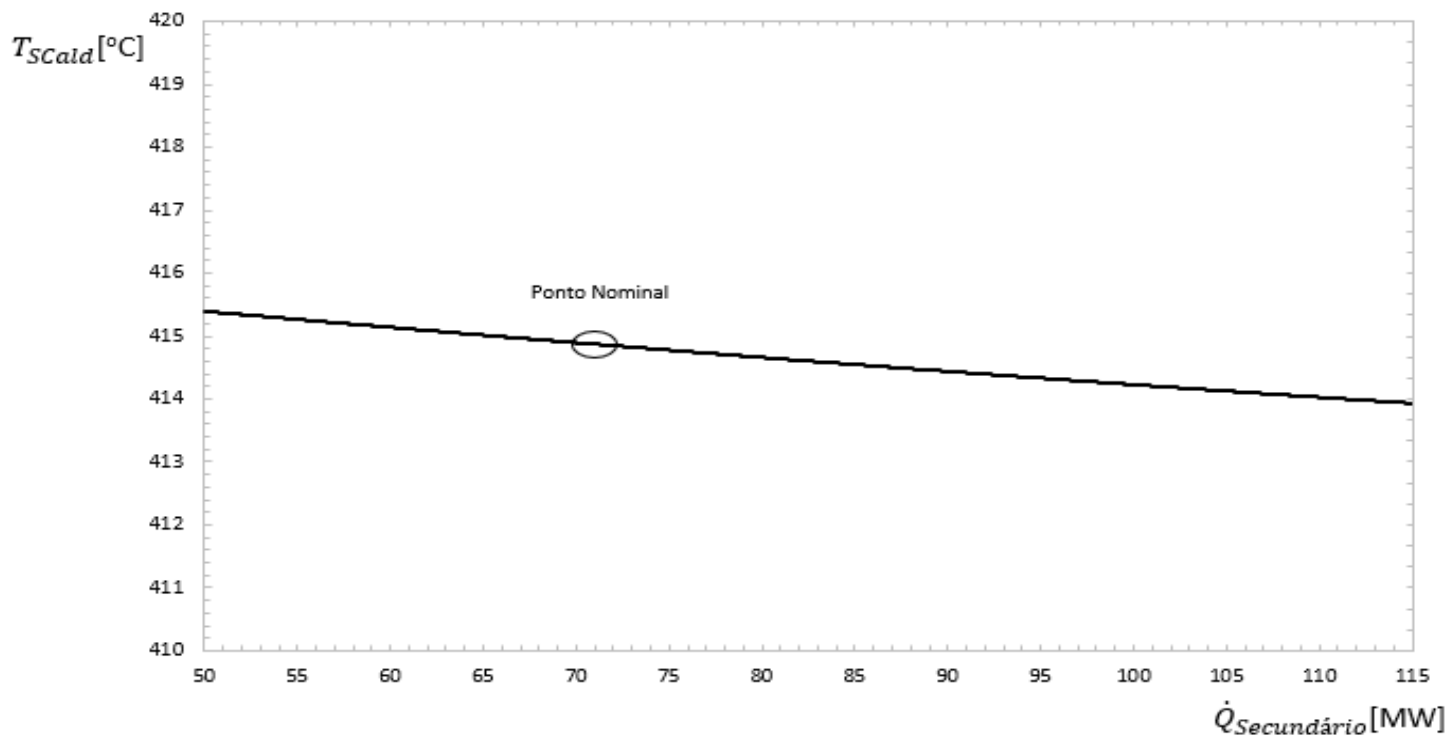


Figura 28- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo vapor, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor secundário.

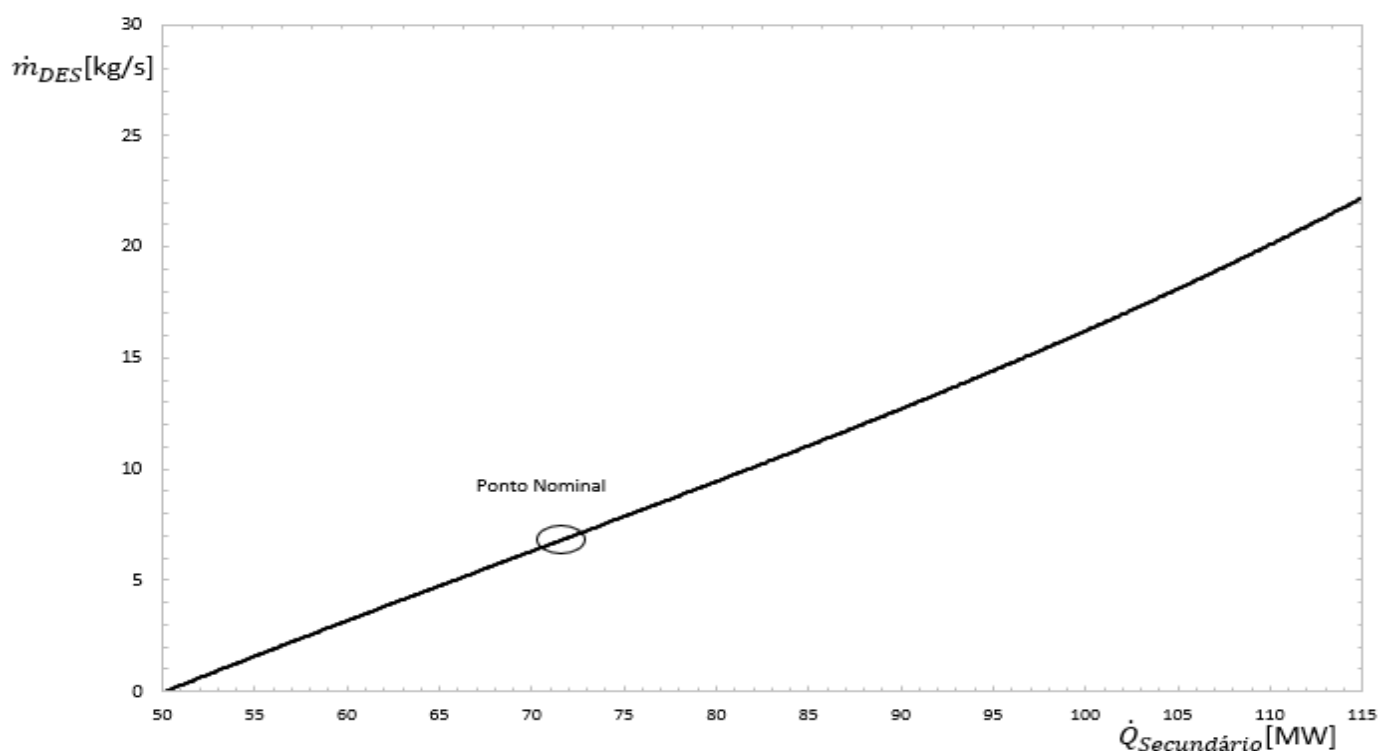


Figura 29- Variação da quantidade de água injetada pelos dessobreaquecedores, em função da variação de potência térmica recebida pelo fluido de trabalho, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor secundário.

Por análise do gráfico da Figura 28 é perceptível que um aumento da potência transferida para o fluido de trabalho no sobreaquecedor secundário, potenciada por uma melhor limpeza dos tubos deste permutador de calor, impõe uma diminuição da temperatura à saída da caldeira, tal como seria espectável face à permanência das características dos outros permutadores. A evolução deste gráfico é semelhante à do gráfico homólogo, referente aos tubos da fornalha. No entanto, para o caso do sobreaquecedor secundário a quantidade de água injetada pelo conjunto de dessobreaquecedores aumenta com o aumento da potência transferida neste permutador de calor, tal como é visível na Figura 29, ao contrário do que acontecia para o caso dos tubos da fornalha. O facto de se aumentar a transferência de calor no sobreaquecedor secundário provoca a obtenção de graus de sobreaquecimento excessivos no circuito de água-vapor, à saída deste permutador de calor. Perante isto, a evolução do gráfico da Figura 29 traduz a compensação necessária face a este fenómeno.

Tal como para os gráficos relativos ao caso dos tubos da fornalha, os gráficos das Figuras 28 e 29 são apresentados tendo em conta, apenas, o intervalo de valores da potência transferida relativo à gama de valores de caudais de injeção possível, que é fixa e proposta pela literatura. Os valores referidos, anteriormente, aplicam-se, novamente, para este caso.

Os mesmos estudos são realizados para o sobreaquecedor final, visto que, apesar de não se encontrar totalmente na zona de radiação, é fortemente afetado por essa zona. Na Figura 30 é apresentado o gráfico relativo à variação da temperatura à saída da caldeira, T_{SCald} , em função da variação da potência térmica trocada em virtude da ação de limpeza dos sopradores nos tubos do sobreaquecedor final, \dot{Q}_{Final} .

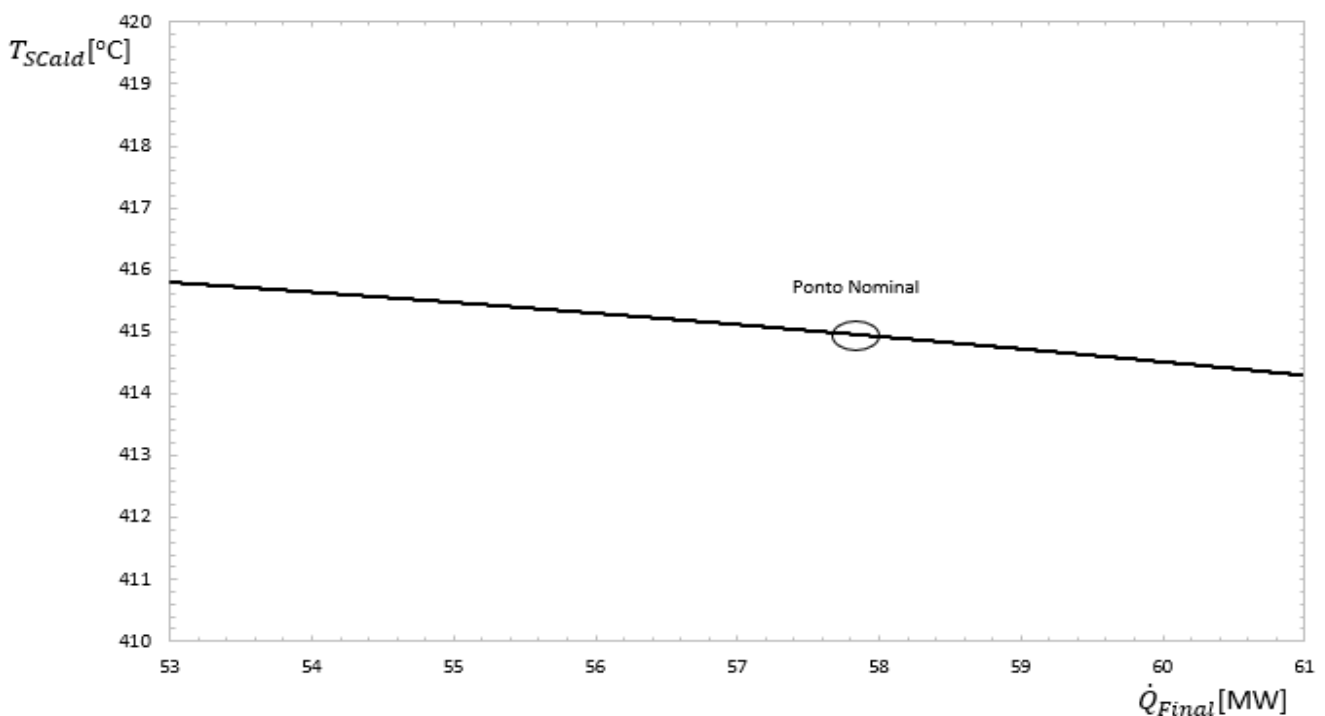


Figura 30- Variação da temperatura à saída da caldeira, em função da variação de potência térmica recebida pelo vapor, a partir da transferência de calor no sobreaquecedor final.

Por análise do gráfico da Figura 30 é perceptível, mais uma vez, que um aumento da potência transferida para o fluido de trabalho no sobreaquecedor final, potenciada por uma melhor limpeza dos tubos deste permutador de calor, impõe uma diminuição da temperatura à saída da caldeira, tal como seria espectável face à permanência das características dos outros permutadores.

A gama de valores representada no eixo das abcissas deste gráfico é limitada pelos valores mínimos e máximos, de potência calorífica transferida, possíveis de 53 MW e 61 MW, respetivamente. Por um lado, o limite inferior corresponde ao valor mínimo de transferência de calor capaz de garantir as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho à entrada da turbina de alta pressão. Por outro lado, o limite superior corresponde ao valor máximo de transferência de calor possível, que foi obtido para um fator de sujidade nulo na parede exterior dos tubos do sobreaquecedor final.

Não é apresentado nenhum gráfico relativamente à quantidade de água injetada pelo conjunto dos dessobreaquecedores, visto que a sua variação calculada pelo programa, em função da potência térmica recebida pelo vapor a partir da transferência de calor no sobreaquecedor final, \dot{Q}_{Final} , não é significativa. O facto de se aumentar a transferência de calor no sobreaquecedor final prejudica o processo de transferência de calor no sobreaquecedor primário, que se encontra a jusante, tendo em conta o circuito ar-fumos, em virtude da agora menor temperatura dos gases nesse local. Assim, apesar de existir um ajuste do caudal de água injetado nos dois locais de dessobreaquecimento existentes (antes e após o sobreaquecedor secundário), quando se procede à soma dos caudais de injeção, as variações ocorridas anulam-se praticamente. Deste modo, é possível manter-se o valor do caudal de água total de injeção por parte do conjunto de dessobreaquecedores quase constante, segundo o programa.

No entanto, apesar de se ter simulado de forma individual o efeito da potência transferida nestes permutadores de calor na temperatura dos gases à saída da caldeira, T_{Scald} , num caso real as alterações ocorrem de forma conjunta e os efeitos da variação das potências transferidas traduzem-se em alterações nos processos de transferência de calor a jusante da zona de radiação, obrigando a modificações funcionais nos equipamentos presentes na caldeira. Assim, foi realizado um teste de alteração conjunta de potência transferida nos três permutadores estudados, de modo a se alcançar a temperatura desejada de 405 °C à saída da caldeira. A alteração, para esta simulação, foi efetuada aumentando percentualmente de igual forma a potência transferida nos três permutadores. No entanto, e tal como referido anteriormente, é necessário garantir as propriedades do fluido de trabalho à entrada das turbinas de alta e média pressão, por afinação do caudal de água de injeção e por regulação do repartidor de fumos. A obtenção da temperatura de 405 °C à saída da caldeira foi possível por aumento de, aproximadamente, 2,5 % no valor de potência transferida nos permutadores testados. Na Tabela 9 são apresentados os valores das propriedades mais importantes para a análise em questão.

Tabela 9- Comparação entre o modelo original e o novo modelo simulado

| Propriedade | Valor do Modelo Original 415 °C | Valor do Novo Modelo 405 °C |
|--|---------------------------------|-----------------------------|
| Potência Transferida na Fornalha | 336,2 MW | 344,6 MW |
| Potência Transferida no Sobreaquecedor Secundário | 71,8 MW | 73,6 MW |
| Potência Transferida no Sobreaquecedor Final | 57,7 MW | 59,2 MW |
| Potência Transferida no Sobreaquecedor Primário | 113,5 MW | 101,0 MW |
| Potência Transferida no Reaquecedor | 110,1 MW | 110,5 MW |
| Potência Transferida no Conjunto dos Economizadores | 39,5 MW | 36,8 MW |
| Caudal da Água de Injeção | 7,0 kg/s | 2,8 kg/s |
| Percentagem do Caudal Total de Fumos a passar no Reaquecedor | 53,6 % | 56,7 % |
| Consumo de Carvão | 30,88 kg/s | 30,81 kg/s |
| Temperatura no SCR | 415,0 °C | 405,0 °C |
| Temperatura à Entrada do Precipitador Electroestático | 159,3 °C | 154,3 °C |
| Temperatura à Entrada do GGH do FGD | 171,8 °C | 166,4 °C |
| Temperatura dos Gases de Exaustão nas Conduas a Jusante do GGH | 109,8 °C | 107,0 °C |

O aumento de potência transferida nos permutadores estudados, em virtude da ação de limpeza dos sopradores nos tubos exterior dos mesmos, faz com que ocorra uma diminuição da temperatura dos gases à entrada da zona de convecção. No entanto, apesar do aumento de potência transferida nestes permutadores, a potência a transferir ao fluido de trabalho entre a turbina de alta e média pressão é praticamente constante, o que obriga a que haja uma maior quantidade de caudal de fumos a passar na zona do reaquecedor, de forma a compensar a menor temperatura dos mesmos. Tal é possível a partir do aumento da abertura do repartidor de fumos na direção deste permutador.

Consequentemente, a potência transferida no sobreaquecedor primário decresce face ao sistema de referência, obrigando a que haja uma diminuição do caudal de água de injeção, tal como se observa por leitura da Tabela 9. Assim, verifica-se que é possível respeitar os requisitos, relativos ao funcionamento da central, inicialmente apresentados a partir de temperaturas dos gases de combustão mais baixas ao longo do circuito de ar-fumos, conduzindo, por grupo, a uma diminuição do consumo de carvão em 2208 toneladas anuais, relativamente ao modo de funcionamento de referência. Tal diminuição traduz-se numa poupança em combustível por grupo de, aproximadamente, 155 000 € anuais e numa redução anual por grupo de, aproximadamente, 5343 toneladas de CO₂ libertado.

De referir que é possível impor maiores reduções de temperatura ao longo do circuito ar-fumos por aumento da limpeza dos tubos dos elementos de permuta de calor, mas é necessário ter em atenção tanto o uso excessivo dos sopradores, processo que apresenta os inconvenientes já referidos, como o caudal de água de injeção por parte dos dessobreaquecedores, que por questões de segurança não deverá ser inferior ao indicado na tabela para o novo modelo, apesar do limite teórico referido anteriormente.

Relativamente ao caso do SCR esta modificação traduzir-se-ia, para o caso de um catalisador novo, numa diminuição da eficiência de remoção de NO_x, de 84,00 % para 83,50 %, e numa diminuição da percentagem de conversão de SO₂ em SO₃, de 0,75 % para 0,50 %, por análise dos gráficos das Figuras 9 e 10, respetivamente.

Para o caso do ESP esta variação produziria um aumento de eficiência, de 99,72 % para 99,77 %, enquanto para o FGD representaria uma diminuição do caudal de água perdida, de 42,81 t/h para 41,23 t/h, por análise dos gráficos das Figuras 12 e 15, respetivamente.

Por fim, tal alteração funcional permitiria um aumento do valor da eficiência da central de 36,68 % para 36,77 %.

5 Estudo do Impacto de Alterações Estruturais na Redução da Temperatura dos Gases de Exaustão

No presente capítulo são desenvolvidas e explicadas as simulações realizadas no software *Thermoflow* 26, que permitem estudar o impacto de alterações estruturais que influenciam diretamente a temperatura dos gases de exaustão.

5.1 Estudo do Efeito do Aumento da Área de Permuta de Calor do Economizador Superior

Além da análise das alterações funcionais apresentada, é realizado o estudo de possíveis modificações estruturais nos permutadores de calor, presentes no interior da caldeira, de forma a reduzir a temperatura dos gases de exaustão à saída da mesma.

Alterações nos permutadores a jusante do barrilete não são desejáveis, face à disposição destes no interior da caldeira que obrigaria, consequentemente, à redefinição espacial de outros elementos. Este problema é comum para o caso de se procederem a modificações na estrutura do economizador inferior. Além disso, possíveis alterações neste economizador têm a agravante de provocarem uma forte variação do valor de perda de carga no escoamento de fumos no interior da caldeira, por diminuição da sua área de passagem. Assim, o estudo das modificações estruturais, no interior da caldeira, recai sobre a variação da área de transferência de calor do economizador superior, que apenas impõe a adaptação dos tubos dos elementos de ligação ao sobreaquecedor inferior.

Na Figura 31, é apresentada a interface do software, relativa ao economizador superior, que permite a definição da sua área de transferência de calor, a partir da introdução das dimensões e da disposição dos tubos do circuito de água-vapor. De referir que os valores presentes nesta figura correspondem ainda ao economizador superior caracterizado no Capítulo 3.

Estudo do Efeito da Redução da Temperatura nos Gases de Combustão à Saída do Economizador no Ciclo Térmico e nos Sistemas de Controlo Ambiental da Central Termoelétrica de Sines

| Parameter | Value |
|------------------------------------|---------------------|
| Tube length | 4.533 m |
| Transverse width | 15 m |
| # of tube rows (longitudinal) | 18 |
| # of tubes per row (transverse) | 104 |
| # of rows per water side flow pass | 2 |
| Longitudinal row pitch, Pt | 101.6 mm |
| Transverse tube pitch, Pt | 144.2 mm |
| Tube outer diameter | 50.8 mm |
| Tube wall thickness | 5.45 mm |
| Fin thickness | 1.905 mm |
| Fin spacing | 14.5 mm |
| # of fins | 60.95 per meter |
| Fin height | 0 mm |
| HK total outside area | 1355 m ² |
| Segment width | 3.97 mm |
| # of segments | 0 |
| Un-cut height/fin height | 0.2 |

Figura 31- Janela de caracterização da estrutura original do economizador superior.

A partir do desenho de definição do corte da caldeira, disponibilizado pela EDP Produção, é possível definir o aumento máximo de área de transferência de calor permitido, face ao espaço útil restante. Na Figura 32 está representada a parte inferior da zona de convecção da caldeira com indicação, a azul, do aumento de área máximo possível, e que o consequente impacto no funcionamento do sistema se pretende simular.

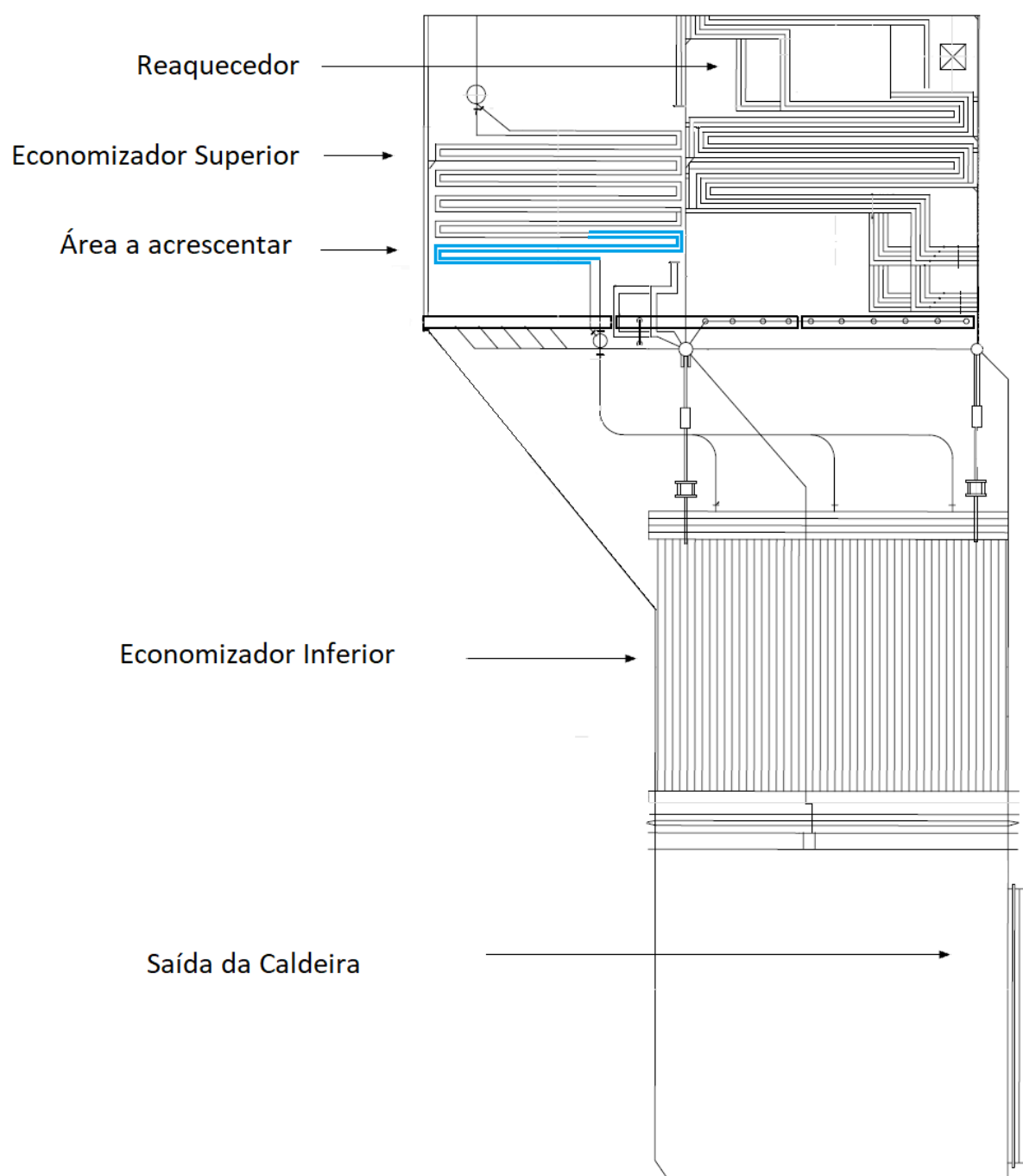


Figura 32- Desenho de projeto referente à parte inferior da zona de convecção da caldeira (EDP, 2002).

Assim, relativamente às 18 linhas de tubo (# of tubes row), caso original, foi testado um aumento de 4 linhas, mantendo todos os outros dados de entrada presentes na Figura 31, como também respeitando as propriedades do vapor à entrada das turbinas de alta e média pressão. Na Tabela 10 são apresentados os valores das propriedades mais importantes para a análise em questão.

Tabela 10- Comparação entre os valores do modelo original e os valores do novo modelo

| Propriedade | Valor do Modelo Original (18 filas) | Valor do Novo Modelo (22 filas) |
|--|--|------------------------------------|
| Área de Transferência de Calor | 1355 m ² | 1656 m ² |
| Potência Transferida no Economizador Superior | 16,17 MW | 19,05 MW |
| Temperatura à Saída da Caldeira | 415,0 °C | 409,0 °C |
| Temperatura à Entrada do Precipitador Electroestático | 159,3 °C | 156,3 °C |
| Temperatura à Entrada do GGH do FGD | 171,6 °C | 168,6 °C |
| Temperatura dos Gases de Exaustão nas Conduas a Jusante do GGH | 109,8 °C | 108,2 °C |
| Caudal da Água de Alimentação à Entrada da Caldeira | 962,2 t/h | 966,6 t/h |
| Temperatura da Água de Alimentação à Entrada da Caldeira | 254,7 °C | 254,7 °C |
| Pressão da Água de Alimentação à Entrada da Caldeira | 197,4 bar | 197,7 bar |
| Trabalho da Bomba | 7362 kW | 7412 kW |

A diminuição da temperatura dos gases de exaustão é consequência do aumento da potência transferida entre o circuito ar-fumos e água-vapor, promovida pelo aumento de área de transferência de calor no economizador superior.

No entanto, de modo a respeitar o estado de saturação no barrilete é necessário aumentar o caudal de fluido de trabalho, compensando o aumento de potência calorífica recebida pelo mesmo.

O aumento de pressão da água de alimentação à entrada da caldeira prende-se com a necessidade de se equilibrarem as perdas de carga introduzidas pela adição das 4 filas de tubos, e é responsável pelo aumento do trabalho da bomba de alimentação verificado.

De forma a analisar os custos associados a esta alteração estrutural recorreu-se ao módulo *PEACE, Plant Engineering and Construction Estimator*, que se encontra presente no programa *Thermoflow 26*. Este subprograma realiza cálculos aproximados sobre os custos dos componentes necessários para obtenção do projeto final.

A alteração em vista, segundo os dados extraídos, representa um custo de 602 056 € que se distribui pelos gastos com material, transporte do mesmo e montagem. No entanto, este valor é válido para instalações novas, o que não caracteriza o caso da Central Termoelétrica de Sines. Assim, o custo fornecido pelo *PEACE*, de modo a traduzir de forma mais realista o valor de tal modificação, deve ser multiplicado por um fator de correção, de aproximadamente 2, perfazendo o valor de 1 200 000 € por cada grupo. Este fator tem em consideração a necessidade de se incluírem os custos de montagem do estaleiro, como também os custos associados com a segurança, o ambiente e a gestão de obra que viriam diluídos caso tal trabalho fosse realizado aquando da construção da central. O estudo da viabilidade deste projeto é realizado por cálculo do valor atualizado líquido, VAL, a partir da equação (5.1).

$$VAL_{Nanos} = \sum_{i=0}^N \frac{\text{Fluxo de Caixa}_i}{(1 + WACC)^i} \quad (5.1)$$

Onde:

VAL, é o valor atualizado líquido

WACC, é o valor do custo médio ponderado do capital (weighted average cost of capital)

N, é o número de anos

Esta modificação estrutural permitiria um aumento do valor da eficiência da central, na ordem dos 0,02 %, que se traduziria na diminuição do consumo de carvão, por grupo, em 570 toneladas por ano e na diminuição do consumo interno de energia elétrica, por grupo, em 336 MWh por ano, considerando um funcionamento médio anual de 8300 horas. Por consequente, seria possível reduzir, anualmente, a quantidade de CO₂ libertado em 1380 toneladas, por grupo.

Consequentemente, considerando o preço de compra de carvão, o preço de venda da energia elétrica produzida, o valor resultante da aplicação da taxa sobre o CO₂ produzido e o valor do custo médio ponderado do capital (WACC) é possível efetuar o cálculo do valor atualizado líquido, VAL, ao fim de 15 anos (espaço temporal normalmente utilizado, para este tipo de investimentos, no cálculo do VAL). Na Tabela 11 são reunidos os valores necessários a este estudo.

Tabela 11- Valores utilizados para o cálculo do VAL

| Nomenclatura | Designação | Valor |
|-----------------------------|--|---|
| P _{MWh} | Preço de Venda do MWh | 50 €/MWh |
| WACC | Valor do Custo Médio Ponderado do Capital (Weighted Average Cost of Capital) | 7 % |
| T _{CO₂} | Taxa Sobre o CO ₂ Produzido | 15 €/t _{CO₂} ≡ 36 €/t _{carvão} |
| C _{carvão} | Custo da Tonelada de Carvão | 70 €/t _{carvão} |

Assim, retomando a equação (5.1) com N=15 tem-se que:

$$\begin{aligned}
 VAL_{15\text{anos}} &= \sum_{i=0}^{15} \frac{\text{Fluxo de Caixa}_i}{(1 + WACC)^i} \\
 &= -1200000 + \sum_{i=1}^{15} \frac{570 \times C_{\text{carvão}} + 336 \times P_{\text{MWh}} + 570 \times 2,42 \times T_{\text{CO}_2}}{(1 + WACC)^i} \\
 &= -1200000 + \sum_{i=1}^{15} \frac{570 \times 70 + 336 \times 50 + 570 \times 2,42 \times 15}{(1 + 0,07)^i} \\
 &= -495129 \text{ €}
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Fazendo uma análise a preços constantes, o que torna os valores apresentados na Tabela 11 independentes do espaço temporal em estudo, é possível indicar que ao fim de 15 anos o investimento realizado corresponderia a 495 129 euros de prejuízo por grupo. De referir que não foram contabilizadas, no fluxo de caixa, as poupanças relativas à diminuição do consumo de água, que diminuiriam o prejuízo calculado.

Relativamente ao caso do SCR esta modificação traduzir-se-ia, para o caso de um catalisador novo, numa diminuição da eficiência de remoção de NOx, de 84,00 % para 83,70 %, e numa diminuição da percentagem de conversão de SO₂ em SO₃, de 0,75 % para 0,60 %, por análise dos gráficos das Figuras 9 e 10, respetivamente.

Para o caso do ESP esta variação produziria um aumento de eficiência, de 99,72 % para 99,74 %, enquanto para o FGD representaria uma diminuição do caudal de água perdida, de 42,81 t/h para 41,89 t/h, por análise dos gráficos das Figuras 12 e 15, respetivamente.

5.2 Estudo do Efeito da Implementação de um Permutador de Calor em Paralelo com o Aquecedor de Ar Rotativo

De forma alternativa, é também estudado o impacto na temperatura dos gases de exaustão por modificações estruturais, na central, exteriores à caldeira.

Teoricamente, a hipótese mais vantajosa e eficiente passaria pela adição de um recuperador de calor a ser instalado imediatamente antes do SCR, visto ser a zona, a jusante da caldeira e a montante do conjunto de sistemas de controlo ambiental, onde os fumos apresentam valores de temperatura mais elevados. Tal simulação seguiria uma linha de pensamento semelhante à descrita na secção anterior. No entanto, a proximidade espacial entre a saída da caldeira e a instalação responsável pela desnitrificação catalítica dos gases de exaustão obrigaria a um desvio total do caudal de gases de combustão, caso se pretendesse adicionar um permutador de calor, aumentando-se de forma indesejada a perda de carga. Por outro lado, a necessidade de se assegurar um valor mínimo de temperatura à entrada do SCR, de modo a manter-se o nível de NO_x abaixo do valor limite para as condições de mínimo técnico, não permite alterações significativas nesta secção do circuito de ar-fumos.

Assim, uma solução alternativa passa pela implementação de um permutador de calor a jusante do SCR, que transfira calor do circuito ar-fumos para o circuito água-vapor. De modo a não aumentar a perda de carga do circuito, é analisado o impacto de se colocar o permutador de calor complementar em paralelo com o aquecedor de ar rotativo. Tal é possível por divisão do caudal de gases de escape pelos dois equipamentos de recuperação de calor, sendo os escoamentos reunidos, novamente, à entrada do precipitador electrostático.

Para tal solução ser testada foi necessário recorrer-se à opção *Thermoflex*, presente no programa *Thermoflow* 26. Este módulo de trabalho permite simular mudanças estruturais no projeto inicial por disponibilização de uma extensa biblioteca de componentes termodinâmicos, que podem ser introduzidos e adaptados de forma flexível nos circuitos existentes na central convencional a carvão em estudo.

Na Figura 33 é apresentado o esquema geral do circuito de ar-fumos da central referente à hipótese em estudo, retirado do *Thermoflex*, com algumas anotações posteriores. Tal como é possível verificar, foi adicionado um divisor de caudal, um permutador de calor e um misturador face à configuração do circuito original, que se encontram identificados numericamente de 1 a 3, respetivamente.

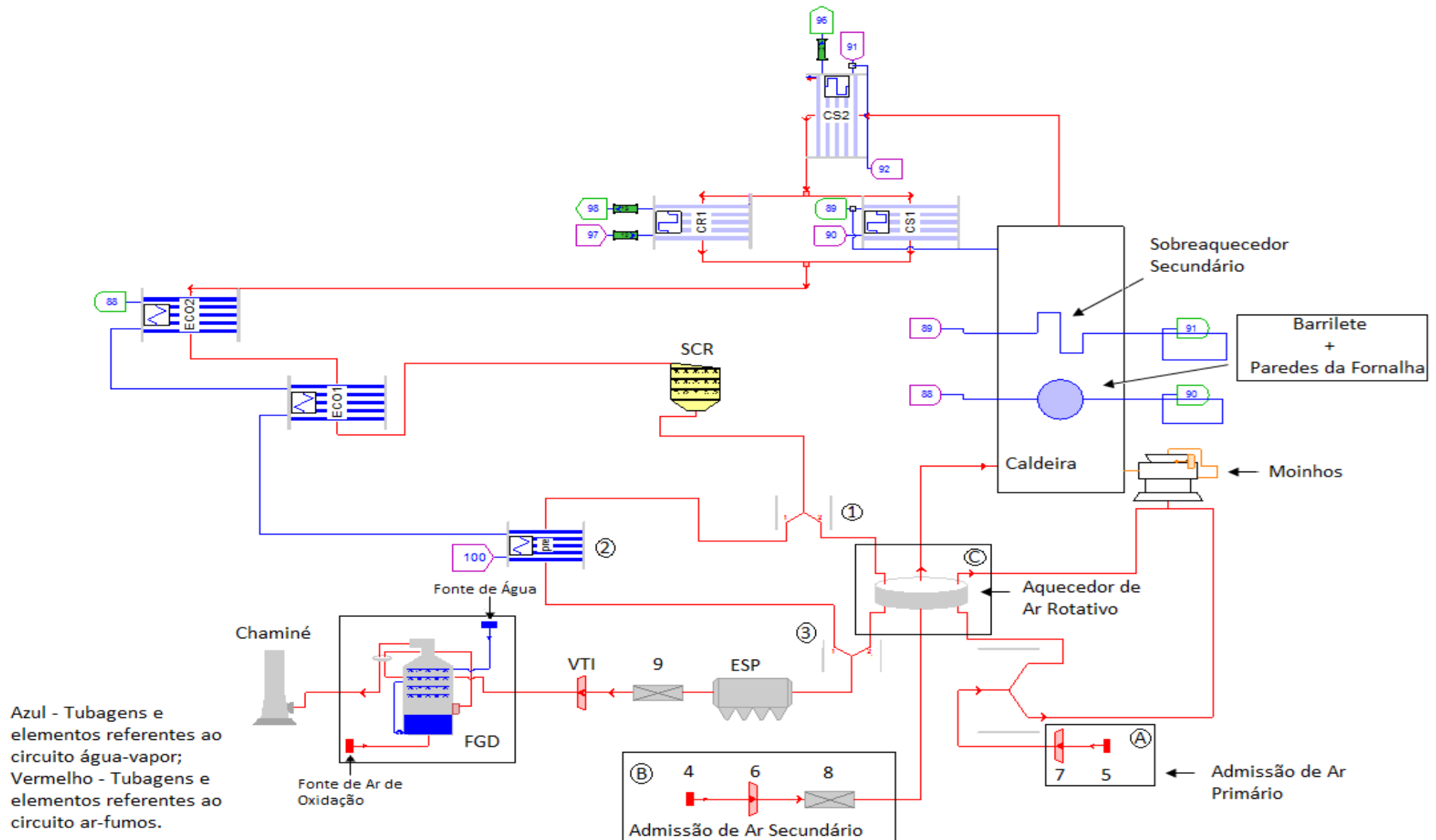


Figura 33- Esquema geral referente ao novo circuito ar-fumos, obtido no *Thermoflex*.

Na Figura 33, estão numerados alguns dos equipamentos existentes no circuito ar-fumos do novo modelo da central a testar. Nos locais A e B, os pontos 4 e 5 indicam as admissões de ar exterior, enquanto os ventiladores de tiragem forçada são identificados pelos números 6 e 7. De referir que os elementos 8 e 9 são componentes mecânicos que não existem na instalação real, mas são adicionados na simulação de modo a ser possível contabilizar tanto as perdas de carga em linha do circuito como também as perdas de carga localizadas, resultantes da existência de vários equipamentos ao longo do circuito ar-fumos que não aparecem representados, como é o caso, por exemplo, dos equipamentos de registo e monitorização, defletores e reforços internos das condutas.

Relativamente à caldeira, as correspondentes definições das abreviaturas utilizadas para identificar os permutadores de calor presentes no seu interior podem ser recordadas a partir da consulta da Tabela 5, que se encontra apresentada na secção 3.2. Os números identificadores, doravante designados por identificadores, presentes ao longo do esquema da Figura 33 têm a função de representar as ligações existentes entre os equipamentos do circuito de água-vapor. De modo a simplificar a leitura deste diagrama é apresentada a Tabela 12, onde se encontram indicadas as ligações referentes aos identificadores utilizados, que deve ser interpretada, juntamente, com auxílio das Figuras 18 e 19 do Capítulo 3.

Tabela 12- Definição dos identificadores

| Identificador | Ligação (De – Para) |
|---------------|--|
| 100 | Último Pré-Aquecedor de Alta Pressão – Novo Permutador (pre) |
| 88 | Economizador Superior - Barrilete |
| 90 | Barrilete - Sobreaquecedor Primário |
| 89 | Sobreaquecedor Primário - Sobreaquecedor Secundário |
| 91 | Sobreaquecedor Secundário - Sobreaquecedor Final |
| 96 | Sobreaquecedor Final - Turbina de Alta Pressão |
| 97 | Turbina de Alta Pressão - Reaquecedor |
| 98 | Reaquecedor - Turbina de Média Pressão |

De notar que os pares homólogos dos identificadores 100, 96 e 98 não aparecem no esquema da Figura 33.

Depois de definido o novo modelo, foram realizadas várias simulações para diferentes divisões de caudal no divisor, elemento representado pelo número 1 no esquema da Figura 33, de modo a analisar o impacto de tal mudança na temperatura dos fumos ao longo do circuito ar-fumos e no funcionamento da central. De referir que para cada simulação efetuada a configuração do permutador adicionado, elemento 2, é calculada pelo programa de forma automática, respeitando a perda de carga passível de existir no circuito para que a junção dos caudais antes do precipitador electrostático seja possível.

Os gráficos das Figuras 34, 35 e 36 apresentam a variação da temperatura do ar primário à saída do aquecedor de ar, T_{AP} , e percentagem da quantidade de ar primário aquecido, $AP_{Aquecido}$, a variação da temperatura do ar secundário à saída do aquecedor de ar, T_{AS} , e a variação da temperatura dos fumos à saída do aquecedor de ar, T_{SAQ} , respetivamente, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador de calor (2), $P_{FumosPRE}$.

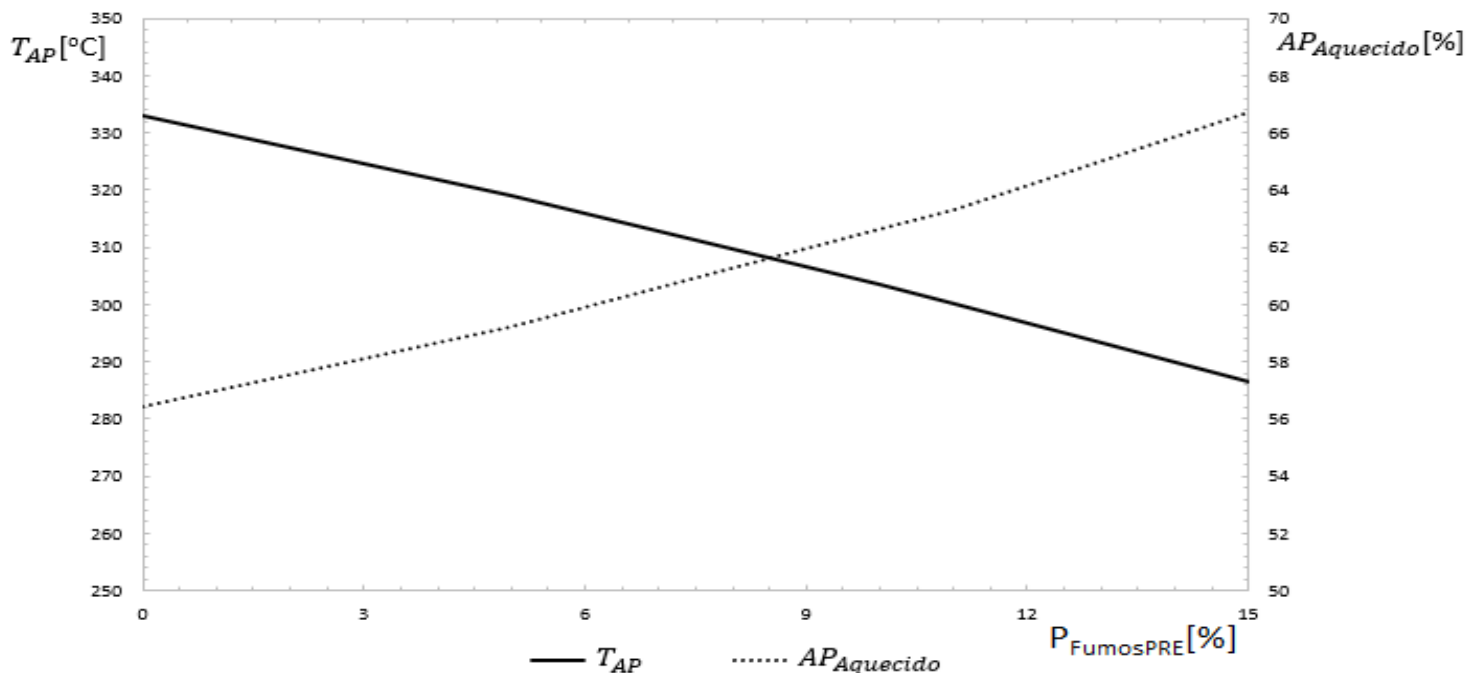


Figura 34- Variação da temperatura e percentagem da quantidade de ar primário aquecido, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

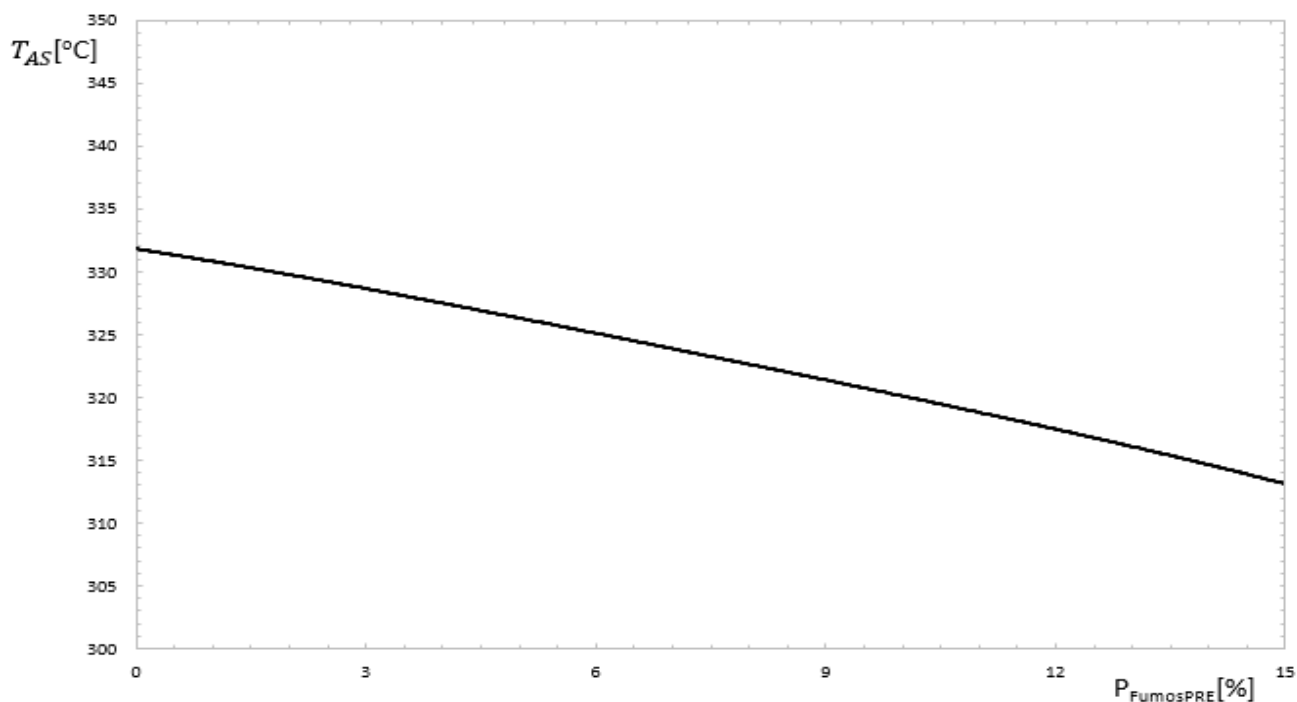


Figura 35- Variação da temperatura do ar secundário à saída do aquecedor de ar, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

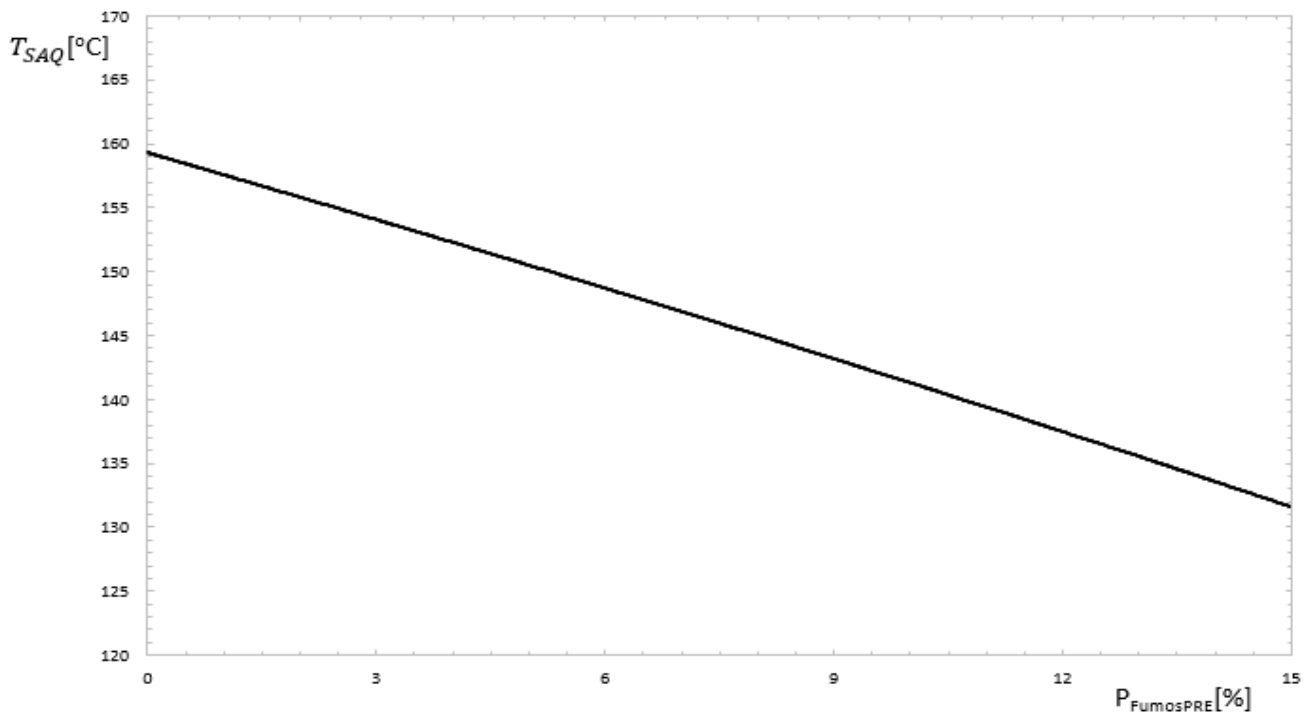


Figura 36- Variação da temperatura dos fumos à saída do aquecedor de ar, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

A evolução destes três gráficos é resultado do balanço energético realizado pelo programa para o volume de controlo C, presente no esquema da Figura 33, que engloba as entradas e saídas do aquecedor de ar rotativo, tendo em conta que este aquecedor não sofreu alterações estruturais ao longo da variação dos caudais testados e que é necessário manter a temperatura à saída dos moinhos constante. A diminuição do caudal de gases de exaustão a passar no aquecedor de ar rotativo, aumento do caudal de gases a passar no novo permutador, permite que o tempo de residência dos gases no mesmo seja superior e, portanto, que a sua temperatura à saída do aquecedor de ar rotativo seja decrescente, tal como se verifica por análise do gráfico da Figura 36. No entanto, tal aumento do tempo de residência não é suficiente para compensar a diminuição de potência transferida, entre os produtos de combustão e o ar primário e secundário, resultante da diminuição do caudal a passar no aquecedor de ar rotativo. Assim, devido à necessidade de se manter a temperatura à entrada dos queimadores constante, como referido anteriormente, é preciso aumentar o caudal de ar primário aquecido, $AP_{Aquecido}$, de modo a compensar a diminuição da temperatura do ar primário à saída do aquecedor de ar rotativo, T_{AP} , visível por análise do gráfico da Figura 34. Consequentemente, a temperatura do ar secundário, T_{AS} , presente no gráfico da Figura 35, decresce com a diminuição da potência transferida no aquecedor de ar rotativo.

Os gráficos das Figuras 37, 38 e 39 apresentam a variação da temperatura dos fumos à entrada do SCR (saída da caldeira), T_{SCald} , a variação da temperatura dos fumos à entrada do ESP, T_{ESP} , e a variação da temperatura dos fumos à entrada do FGD, T_{FGD} , respetivamente, em função da variação da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador de calor (2), $P_{FumosPRE}$.

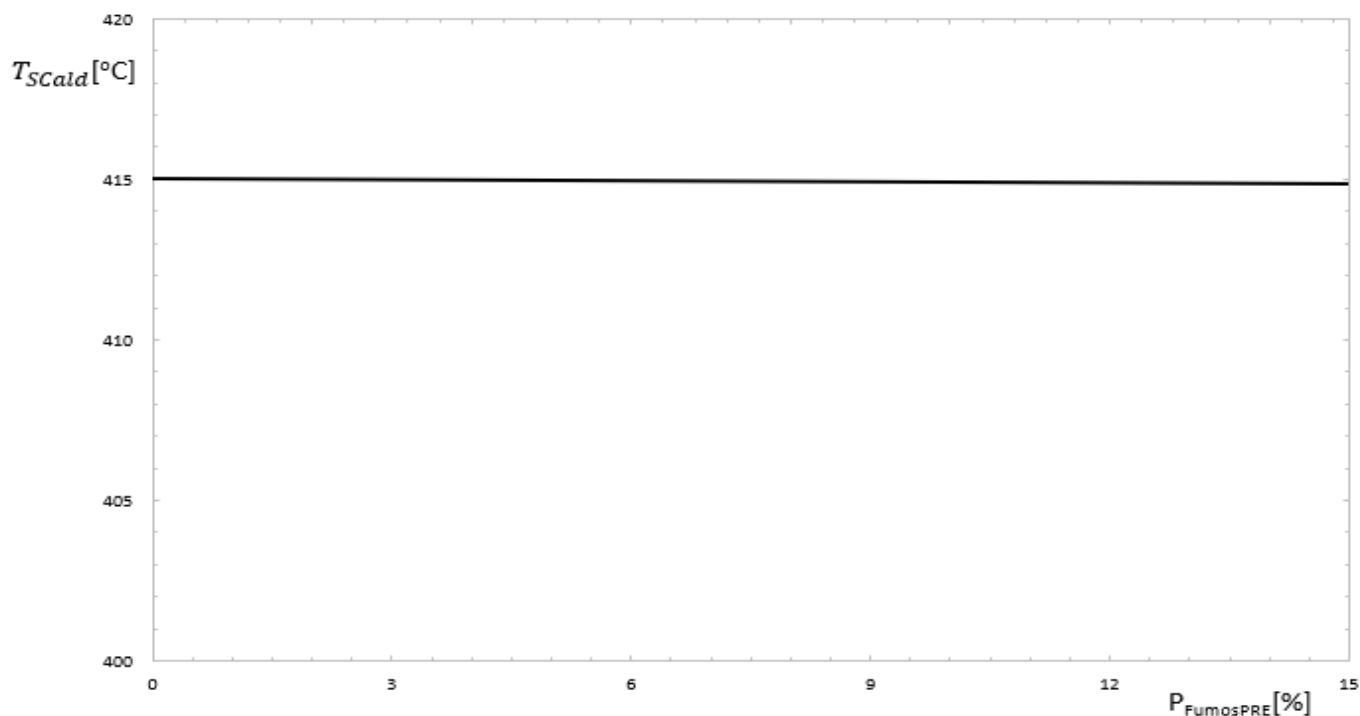


Figura 37- Variação da temperatura dos gases à entrada do SCR, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

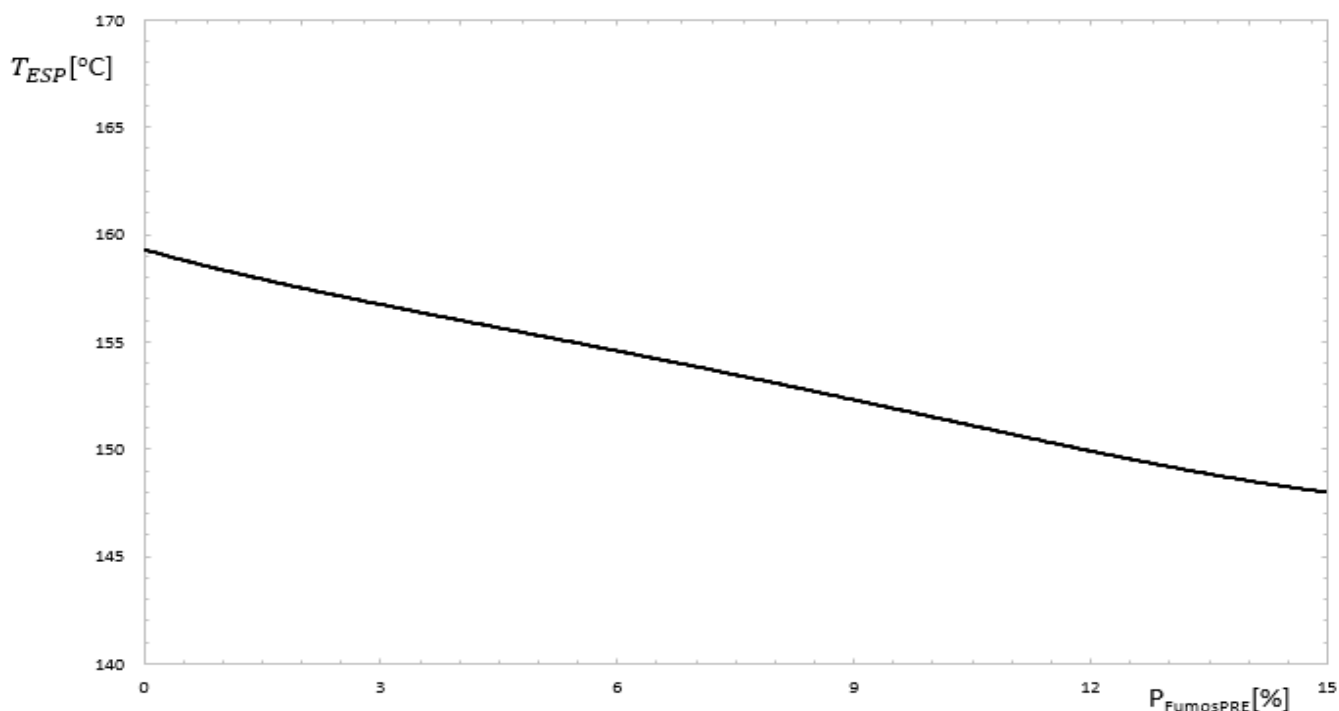


Figura 38- Variação da temperatura dos gases à entrada do ESP, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

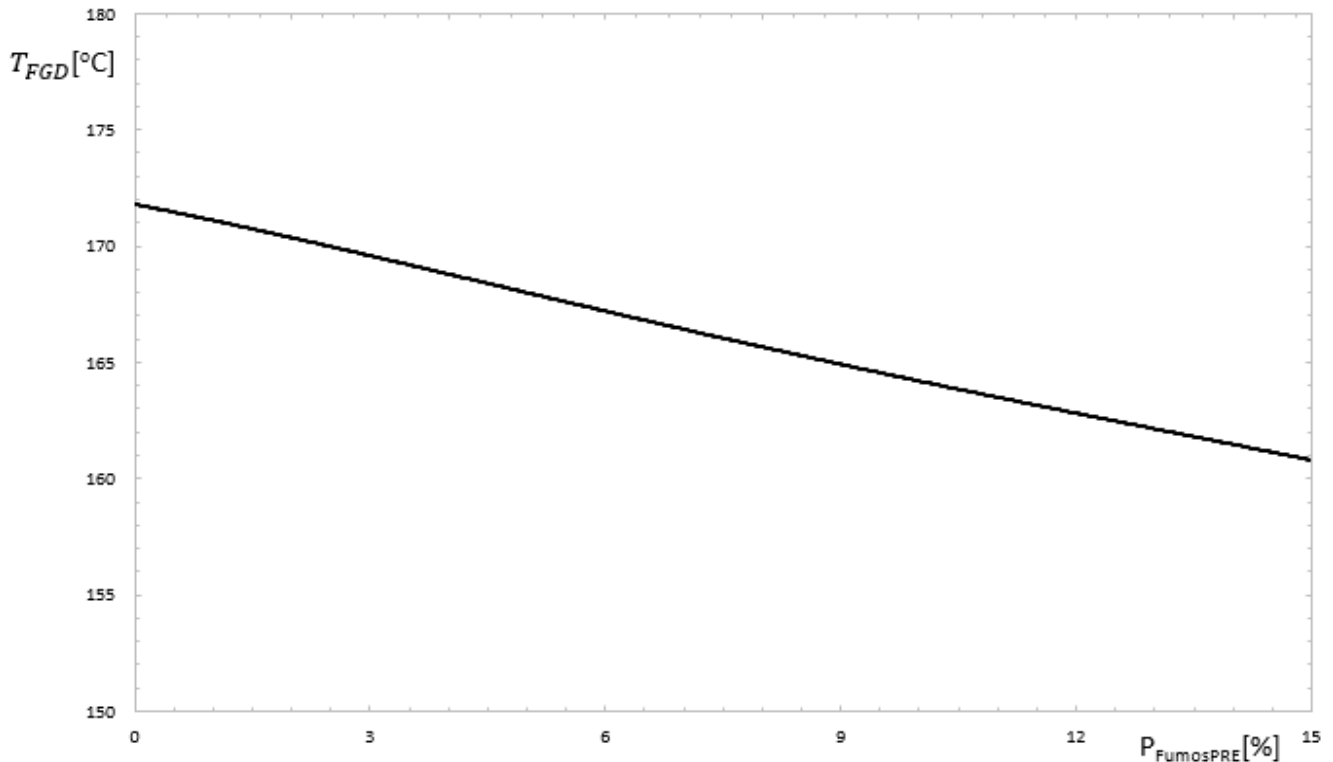


Figura 39- Variação da temperatura dos gases à entrada do GGH, no FGD, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

A diminuição da temperatura à entrada do ESP e da temperatura à entrada do GGH, no FGD, Figuras 38 e 39, por aumento da percentagem de caudal de produtos de combustão a passar no novo permutador de calor, $P_{FumosPRE}$, são consequência da obtenção de temperaturas dos fumos mais baixas à saída do misturador, elemento 3 do esquema da Figura 33, visto que há um aumento da troca de calor por parte dos gases de exaustão no novo permutador, i.e., é mais eficiente que o permutador rotativo.

No entanto, a temperatura dos gases à saída da caldeira, T_{Scald} , não sofre alterações assinaláveis com o aumento da percentagem de caudal de produtos de combustão a passar no novo permutador, $P_{FumosPRE}$, como se pode observar no gráfico da Figura 37. Tal deve-se, principalmente, pelo facto do aumento da troca de calor por parte dos produtos de combustão, relativamente ao modelo base, ocorrer após o SCR.

Por fim, o gráfico da Figura 40 representa a evolução da eficiência da central, $Ef_{Central}$, em função, novamente, da percentagem de caudal de produtos que passa no novo permutador de calor instalado, $P_{FumosPRE}$.

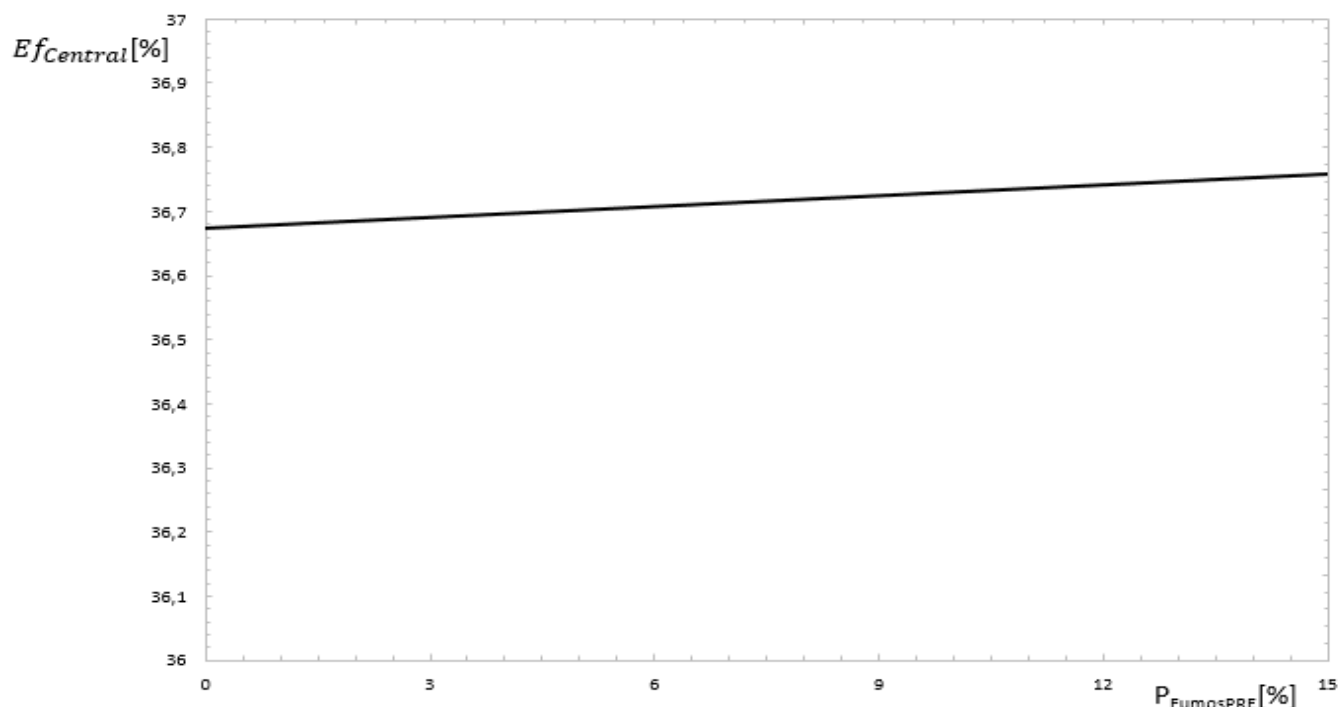


Figura 40- Variação da eficiência da central, em função da percentagem de caudal de produtos a passar no novo permutador.

A eficiência da central aumenta, com o aumento da percentagem de caudal a passar no novo permutador de calor, como seria de esperar, visto que há um maior aproveitamento energético dos produtos de combustão, que se traduz numa consequente diminuição do consumo de combustível.

De referir que em todos os gráficos apresentados anteriormente os valores relativos ao caso de referência correspondem a um caudal nulo a passar no permutador de calor paralelo ao aquecedor de ar rotativo.

Apesar do intervalo de valores apresentado nos gráficos anteriores para a percentagem de caudal de produtos que passa no novo permutador de calor instalado, $P_{FumosPRE}$, existe um limite máximo permitido. De modo a prevenir potenciais problemas de corrosão nas condutas e equipamentos do circuito ar-fumos, provocados pela condensação de ácido sulfúrico presente nos produtos de combustão, a temperatura dos fumos à saída do aquecedor de ar rotativo não deverá ser inferior a 140 °C para a concentração de H_2SO_4 existente nesta secção do circuito. Assim, o caudal máximo permitido, a passar paralelamente ao aquecedor de ar, corresponde a 11 % do caudal total de gases de exaustão, por análise do gráfico da Figura 36.

Desta forma, é apresentada na Figura 41 parte do esquema geral do circuito de ar-fumos da central, retirado do *Thermoflex*, onde se mostram os resultados para a simulação referente ao caso limite de se passar 11 % do caudal total pelo novo permutador de calor.

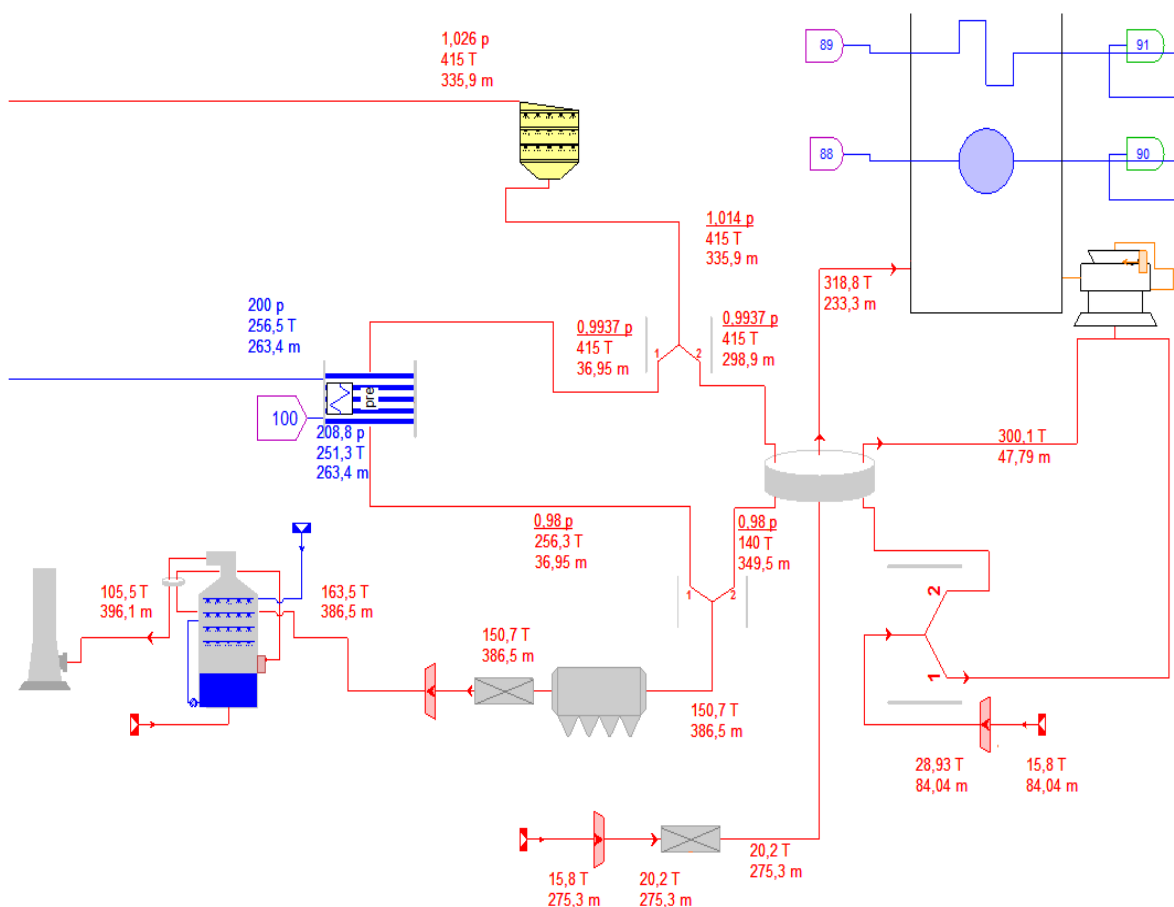


Figura 41- Parte do esquema geral do circuito ar-fumos, referente à solução da simulação.

De modo a facilitar a leitura dos resultados, são reunidos e comparados, na Tabela 13, os valores referentes às simulações para 0 % e 11 % do caudal total de produtos de combustão a passar no novo permutador de calor.

Tabela 13- Comparação entre os valores do modelo para 0 % de caudal a passar no novo permutador de calor e os valores do modelo para 11 % de caudal a passar no novo permutador de calor

| Propriedade | Valor do Modelo para 0 % do Caudal Total a Passar no Novo Permutador de Calor | Valor do Modelo para 11 % do Caudal Total a Passar no Novo Permutador de Calor |
|--|---|--|
| Temperatura do Ar Primário Aquecido | 333,1 °C | 300,1 °C |
| Percentagem de Ar Primário que Sofre Aquecimento | 56,4 % | 63,3 % |
| Temperatura do Ar Secundário à saída do Aquecedor de Ar Rotativo | 331,8 °C | 318,8 °C |
| Temperatura dos Fumos à saída do Aquecedor de Ar Rotativo | 159,3 °C | 140,0 °C |
| Temperatura à Saída da Caldeira | 415 °C | 415 °C |
| Temperatura à Entrada do Precipitador Electroestático | 159,3 °C | 150,7 °C |
| Temperatura à Entrada do GGH no FGD | 171,8 °C | 163,5 °C |
| Temperatura dos Gases de Exaustão nas Conduas a Jusante do GGH | 109,8 °C | 105,5 °C |
| Eficiência da Central | 36,68 % | 36,74 % |
| Perda de carga no escoamento entre SCR e o Precipitador Electroestático | 17 mbar | 13 mbar |
| Trabalho dos Ventiladores de Tiragem Induzida | 5478 kW | 5334 kW |
| Caudal de Água de Alimentação à Entrada da Caldeira | 267,3 kg/s | 263,4 kg/s |
| Temperatura da Água de Alimentação à Entrada do Novo Permutador de Calor (pre) | 254,7 °C | 251,3 °C |
| Temperatura da Água de Alimentação à Entrada da Caldeira | 254,7 °C | 256,5 °C |
| Trabalho da Bomba de Alimentação | 7362 kW | 7596 kW |

O aumento da eficiência traduz-se numa poupança de combustível e na diminuição do caudal de produtos de combustão, permitindo juntamente com a diminuição da perda de carga no circuito ar-fumos que o consumo de energia dos ventiladores de tiragem induzida diminua. No entanto, apesar do caudal de água à entrada da caldeira diminuir, relativamente ao valor de referência, o trabalho da bomba de alimentação aumenta devido à necessidade de se aumentar a pressão da água de alimentação, de modo a compensar o aumento das perdas de carga introduzidas pelo novo permutador de calor, antes da entrada da caldeira.

A diminuição do caudal de água à entrada da caldeira ocorre por diminuição do calor trocado no processo regenerativo, i.e., em virtude de uma menor quantidade de caudal extraído durante os estágios de expansão de vapor nas turbinas. Tal fenómeno, provoca também uma descida da temperatura do fluido de trabalho à entrada do novo permutador. No entanto, à entrada da caldeira o fluido de trabalho encontra-se 1,8 °C mais quente, relativamente à situação em que não se faz passar caudal de gases de exaustão pelo novo permutador. Estes valores apresentados pelo programa representam o ponto ótimo de funcionamento, tendo em conta os constrangimentos operacionais existentes.

Tais valores foram possíveis para um permutador gás-água com as características representadas na Figura 42 e que foram ditadas pelo programa, tal como referido anteriormente.

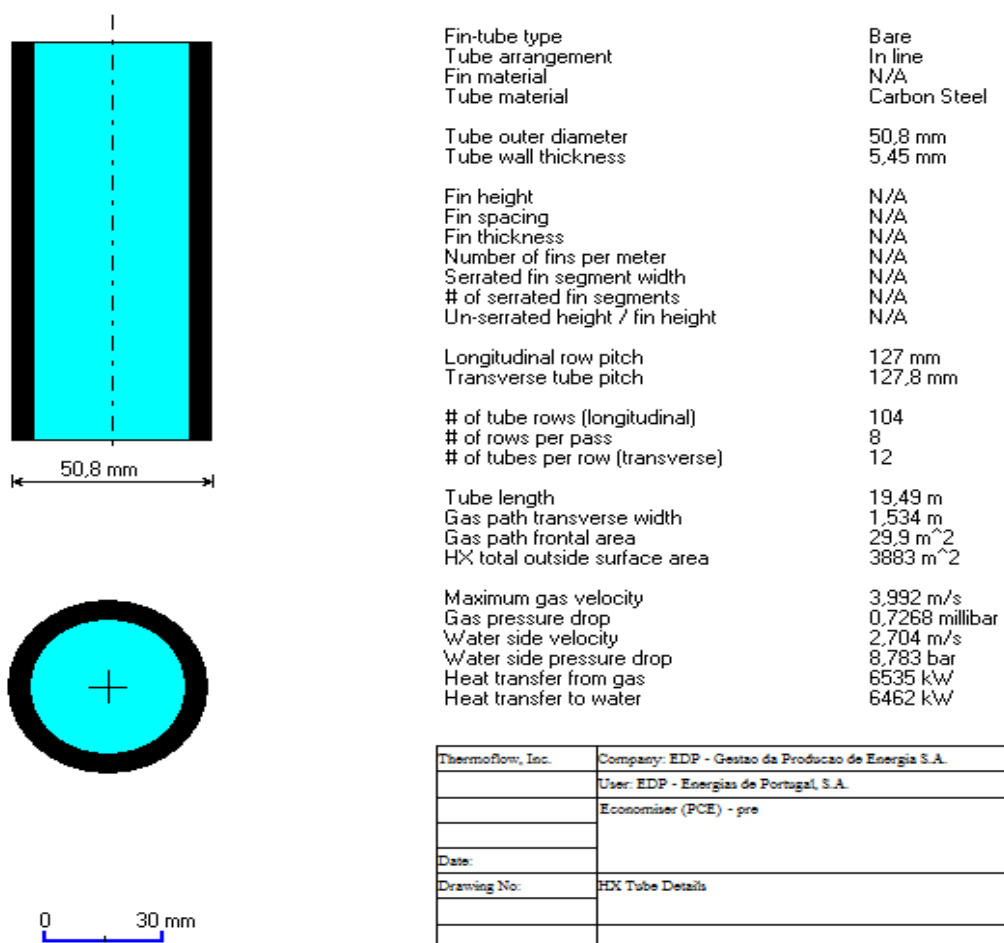


Figura 42- Características do permutador de calor calculadas pelo programa.

De forma a analisar os custos associados a esta alteração estrutural recorreu-se, novamente, ao módulo *PEACE*, que se encontra presente no programa *ThermoFlow 26*. A alteração em vista, segundo os dados extraídos, representa um custo por grupo de 1 208 356 € que se distribui pelos gastos com equipamento, transporte do mesmo e montagem. No entanto, este valor é válido para instalações novas, o que não caracteriza o caso da Central Termoelétrica de Sines. Assim, o custo fornecido pelo *PEACE*, de modo a traduzir de forma mais realista o valor de tal modificação, deve ser multiplicado por um fator de correção, de aproximadamente 2, pelos motivos referidos anteriormente na secção 5.1, perfazendo um valor, a rondar, os 2 400 000 € por cada grupo.

Esta modificação estrutural permitiria um aumento do valor da eficiência da central, na ordem dos 0,06 %, que se traduziria na diminuição do consumo de carvão, por grupo, em 1793 toneladas por ano e na diminuição do consumo interno de energia elétrica, por grupo, em 988 MWh por ano, considerando um funcionamento médio anual de 8300 horas. Por consequente, seria possível reduzir, anualmente, a quantidade de CO₂ libertado em 4340 toneladas, por grupo.

Consequentemente, considerando o preço de compra de carvão, o preço de venda da energia elétrica produzida, o valor resultante da aplicação da taxa sobre o CO₂ produzido e o valor do custo médio ponderado do capital (Weighted Average Cost of Capital – WACC) é possível efetuar o cálculo do valor atualizado líquido, VAL, ao fim de 15 anos (espaço temporal normalmente utilizado para este tipo de investimentos no cálculo do VAL) a partir da equação (5.2). Os valores necessários a este estudo podem ser lembrados por consulta da Tabela 11, presente na secção anterior.

Assim,

$$\begin{aligned}
 VAL_{15\text{anos}} &= \sum_{i=0}^{15} \frac{\text{Fluxo de Caixa}_i}{(1 + WACC)^i} & (5.2) \\
 &= -2400000 + \sum_{i=1}^{15} \frac{1793 \times C_{\text{carvão}} + 988 \times P_{\text{MWh}} + 1793 \times 2,42 \times T_{\text{CO}_2}}{(1 + WACC)^i} \\
 &= -2400000 + \sum_{i=1}^{15} \frac{1793 \times 70 + 988 \times 50 + 1793 \times 2,42 \times 15}{(1 + 0,07)^i} \\
 &= -214138 \text{ €}
 \end{aligned}$$

Fazendo uma análise a preços constantes, o que torna os valores apresentados na Tabela 11 independentes do espaço temporal em estudo, é possível indicar que ao fim de 15 anos o investimento realizado corresponderia a 214 138 euros de prejuízo por grupo. De referir que não foram contabilizadas, no fluxo de caixa, as poupanças relativas à diminuição do consumo de água, que diminuiriam o prejuízo calculado.

Relativamente ao caso do SCR, esta modificação não se traduziria em variações assinaláveis na eficiência de remoção de NO_x nem na percentagem de conversão de SO₂ em SO₃.

Para o caso do ESP esta variação produziria um aumento de eficiência, de 99,72 % para 99,82 %, enquanto para o FGD representaria uma diminuição do caudal de água perdida, de 42,81 t/h para 40,38 t/h, por análise dos gráficos das Figuras 12 e 15, respetivamente.

6 Conclusões

O estudo realizado relativo aos sistemas de controlo ambiental presentes na Central Termoelétrica de Sines (SCR, ESP e FGD) permitiu obter relações entre o funcionamento dos mesmos e a temperatura dos gases de exaustão, tornando possível verificar a importância do controlo de temperatura ao longo do circuito ar-fumos, de modo a facilitar o cumprimento dos valores impostos pela legislação existente e a manter o bom funcionamento da central.

A construção de um modelo virtual da central para as condições nominais de funcionamento, a partir do programa *Thermoflow 26*, permite a simulação e consequente estudo do comportamento da mesma. No entanto, a complexidade da instalação - que faz com que não seja possível caracterizá-la na totalidade aquando da modelação por limitação do programa - e a elevada variabilidade existente no regime de funcionamento não permitem espelhar de forma perfeita o comportamento real da mesma, fazendo com que os resultados apresentados sejam tratados como aproximações da realidade.

Inicialmente, foram testadas alterações funcionais na central de modo a reduzir a temperatura dos gases de exaustão. Por um lado, o estudo do efeito da temperatura da mistura de carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores permite verificar que o seu aumento de 78 °C para 85 °C (1ª Simulação – Tabela 14) possibilita, face aos valores do modelo de referência: um aumento da eficiência da central de 0,07 %; uma diminuição na eficiência de remoção de NO_x de 0,02 %, uma diminuição de 0,02 % na percentagem de conversão de SO₂ em SO₃ no SCR (Selective Catalytic Reduction); um aumento de eficiência do ESP (Electrostatic Precipitator) de 0,04 % e uma diminuição do caudal de água perdida no FGD (Flue Gas Desulfuration) de, aproximadamente, 1,18 t/h. Por outro lado, a obtenção de temperaturas a rondar os 405 °C, à saída da caldeira, por aumento da potência transferida nos permutadores afetados pela zona de radiação, em virtude de uma ação de limpeza dos sopradores mais eficiente, (2ª Simulação – Tabela 14) possibilita, face aos valores do modelo de referência: um aumento da eficiência da central de 0,09 %; uma diminuição na eficiência de remoção de NO_x de 0,50 %, uma diminuição de 0,25 % na percentagem de conversão de SO₂ em SO₃ no SCR; um aumento de eficiência do ESP de 0,05 % e uma diminuição do caudal de água perdida no FGD de, aproximadamente, 1,58 t/h.

Relativamente às alterações estruturais, o aumento da área do economizador superior em, aproximadamente, 22 % (3ª Simulação – Tabela 14) possibilita, face aos valores do modelo de referência: um aumento da eficiência da central de 0,02 %; uma diminuição na eficiência de remoção de NO_x de 0,30 %, uma diminuição de 0,15 % na percentagem de conversão de SO₂ em SO₃ no SCR; um aumento de eficiência do ESP de 0,02 % e uma diminuição do caudal de água perdida no FGD de, aproximadamente, 0,92 t/h. Por outro lado, a implementação de um permutador de calor em paralelo com o aquecedor de ar rotativo, em que se faça passar 11 % do caudal total de gases de exaustão, (4ª Simulação – Tabela 14) possibilita, face aos valores do modelo de referência: um aumento da eficiência da central de 0,06 %; um aumento de eficiência do ESP de 0,10 % e uma diminuição do caudal de água perdida no FGD de, aproximadamente, 2,43 t/h. No entanto, esta última alteração estrutural não promove modificações funcionais no SCR.

De modo a facilitar a leitura dos resultados das quatro simulações descritas, são reunidos na Tabela 14 os valores mais importantes.

Tabela 14- Resumo dos resultados das simulações testadas

| Propriedade | Valor do Modelo de Referência | Valor da 1ª Simulação* | Valor da 2ª Simulação* | Valor da 3ª Simulação* | Valor da 4ª Simulação* |
|---|-------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| Eficiência da Central | 36,68 % | 36,75 % | 36,77 % | 36,70 % | 36,74 % |
| Temperatura à Saída da Caldeira | 415,0 °C | 414,7 °C | 405,0 °C | 409,0 °C | 415,0 °C |
| Eficiência do Processo de Desnitrificação | 84,00 % | 83,98 % | 83,50 % | 83,70 % | 84,00 % |
| Percentagem de Conversão de SO ₂ em SO ₃ no SCR | 0,75 % | 0,73 % | 0,50 % | 0,60 % | 0,75 % |
| Temperatura à Entrada do Precipitador Electroestático | 159,3 °C | 155,5 °C | 154,3 °C | 156,3 °C | 150,7 °C |
| Eficiência do Processo de Precipitação Electroestática | 99,72 % | 99,76 % | 99,77 % | 99,74 % | 99,82 % |
| Temperatura à Entrada do GGH no FGD | 171,8 °C | 167,8 °C | 166,4 °C | 168,6 °C | 163,5 °C |
| Caudal de Água Perdida no Processo de Dessulfuração | 42,81 t/h | 41,63 t/h | 41,23 t/h | 41,89 t/h | 40,38 t/h |
| Temperatura dos Gases de Exaustão nas Conduas a Jusante do GGH | 109,8 °C | 107,7 °C | 107,0 °C | 108,2 °C | 105,5 °C |

* 1ª Simulação: Aumento de temperatura, de 78°C para 85°C, da mistura de carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores;

2ª Simulação: Aumento da potência transferida nos permutadores afetados pela zona de radiação, em virtude de uma ação de limpeza dos sopradores mais eficiente;

3ª Simulação: Aumento da área do economizador superior em, aproximadamente, 22 %;

4ª Simulação: Implementação de um permutador de calor em paralelo com o aquecedor de ar rotativo, em que se faz passar 11 % do caudal total de gases de exaustão.

Assim, é possível verificar por leitura da Tabela 14 que a 2ª simulação, referente ao aumento da potência transferida nos permutadores afetados pela zona de radiação, em virtude de uma ação de limpeza dos sopradores mais eficiente, apresenta os resultados mais benéficos, tendo em conta o objetivo principal deste trabalho - reduzir a temperatura dos gases à saída do economizador inferior. No entanto, não foi possível obter, durante a realização deste trabalho, os ciclos de sopragem necessários, de modo a se alcançar o aumento da potência transferida previsto. Face à perspetiva de se instalar um sistema automatizado de sopragem na central, a obtenção de uma relação entre os ciclos de sopragem e o aumento da potência trocada seria proveitosa e poderá ser considerada como um possível trabalho futuro.

A 1ª simulação, referente ao aumento da temperatura da mistura de carvão pulverizado com o ar primário à entrada dos queimadores de 78 °C para 85 °C, apesar de apresentar como resultado uma redução da temperatura à saída da caldeira, a diferença verificada face ao valor de referência é insuficiente para a necessidade presente, podendo, no entanto, representar um contributo para se atingir esse objetivo.

A alteração estrutural do economizador superior, 3ª simulação, permite uma redução significativa da temperatura dos gases à saída da caldeira, sem, no entanto, ser suficiente, tendo em conta o objetivo de redução desejado. Por outro lado, a hipótese referente à instalação de um permutador de calor paralelamente ao aquecedor de ar rotativo, 4ª simulação, só possibilita reduções de temperatura no circuito ar-fumos a jusante do SCR. Como agravante, ambas as alterações estruturais testadas, 3ª e 4ª simulações, representam um investimento financeiro que não é recuperado em tempo útil.

Referências

Bolter, J. R. 1994, “Parsons Memorial Lecture: Sir Charles Parsons and Electric Power Generation, A Turbine Designer’s Perspective”, Institution of Mechanical Engineers, Conferência, Londres.

Darby, K. 1974, “The use of Electrostatic Precipitators in current Power Station practice”, Ministry of the Environment, Ontario.

Dornbrook, F. L. 1948, “Developments in Burning Pulverized Coal, Thirty Year Review of Experience in Milwaukee”, Conferência ASME, Milwaukee.

EDP 1986, “Livros BBC dos Grupos 1&2”, Relatório de projeto dos grupos 1 e 2, Lisboa.

EDP 1997, “Queima Low NOx”, Relatório de procedimentos de otimização, Lisboa.

EDP 2002, “Corte da caldeira”, Desenho de projeto, Lisboa.

EDP 2006, “Ensaios de Rendimento GGV, GTA e GLOBAL – G1”, Relatório de ensaios, Lisboa.

EDP 2016, “Declaração ambiental”, Lisboa.

Haas, H., Engelke, W., Ewald, J., and Termuehlen, H. 1982, “Turbines for Advanced Steam Conditions”, Conferência American Power, Chicago.

Hitachi 2005, “Material Balance Sheet”, Relatório de projeto, Lisboa

Hitachi 2008, “Manual de Operação e Manutenção da Instalação de Dessulfuração”, Lisboa

Hitachi 2014, último acesso: março 2018, <http://www.hitachi-infra.com.sg/>.

IBIDEN PORZELLANFABRIK FRAUENTHAL 2017, “Sines 2016/17”, Relatório de ensaios, Sines.

Pinho, C. 2016, “Sistemas Térmicos”, DEMEC - Departamento de Engenharia Mecânica, FEUP - Faculdade de Engenharia do Porto, Porto.

Rayaprolu, K. 2009, “BOILERS for POWER and PROCESS”, Grupo Tayler & Francis, Nova Iorque.

Termuehlen, H. 2001, “100 Years of Power Plant Development, Focus on Steam and Gas Turbines as Prime Movers”, Conferência ASME, Nova Iorque.

Termuehlen, H., Emsperger, W. 2003, “Clean and Efficient Coal-Fired Power Plants”, Nova Iorque.

Thermoflow Inc. 2018, último acesso: maio 2018, <http://www.thermoflow.com/>.